

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA COMPACTADORA DE BOTELLAS
DE PLÁSTICO**

ANEXOS

Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller

SAMUEL MEDINA BARRENECHEA

ASESOR: Dipl. Ing. Benjamín Barriga Gamarra
Dr. Ing. Julio Acosta Sullcahuamán

Lima, diciembre del 2012

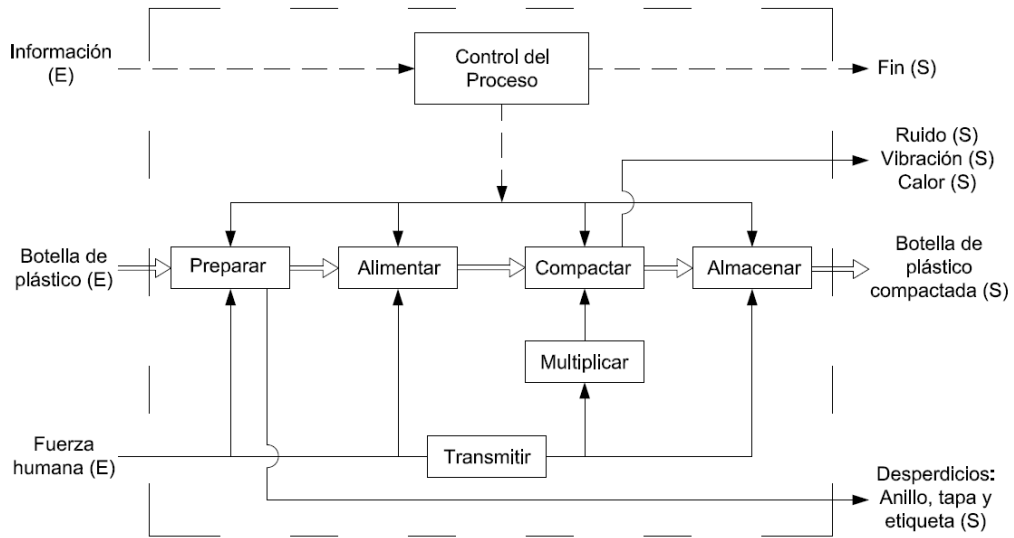
ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo	Título	Pág.
01	Estructura de funciones	1
02	Matriz morfológica	3
03	Conceptos de solución	4
04	Proyectos preliminares	7
05	Catálogo Renold de cadena y rueda dentada	12
06	Pin de expansión	20
07	Diagramas de fuerza cortante y momento flector	22
08	Rodamientos y asientos en ejes y en alojamientos	29
09	Información sobre soldadura	34
10	Anillo de fieltro serie fi	36
11	Información de materiales	37
12	Catálogo SEW EURODRIVE para motorreductor	43
13	Inf. para determinación de tiempo de aceleración en motor eléctrico	48
14	Carcasa de máquina compactadora de botellas de plástico	50
15	Cálculo de tornillos	52
16	Casos de penetración de púa en pico de botella	60

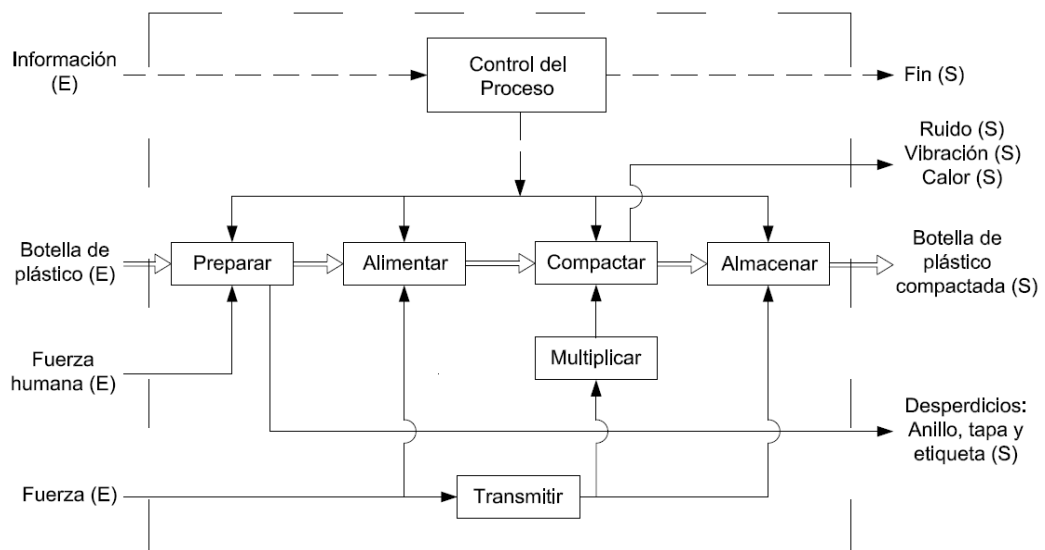
Anexo 01

ESTRUCTURA DE FUNCIONES

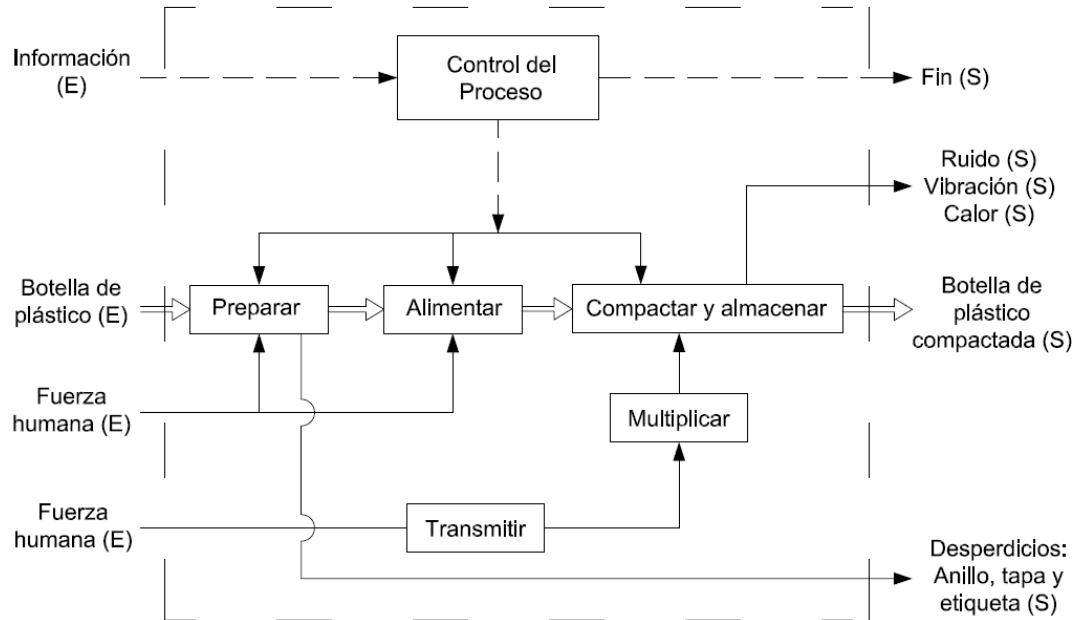
Estructura de funciones 1:



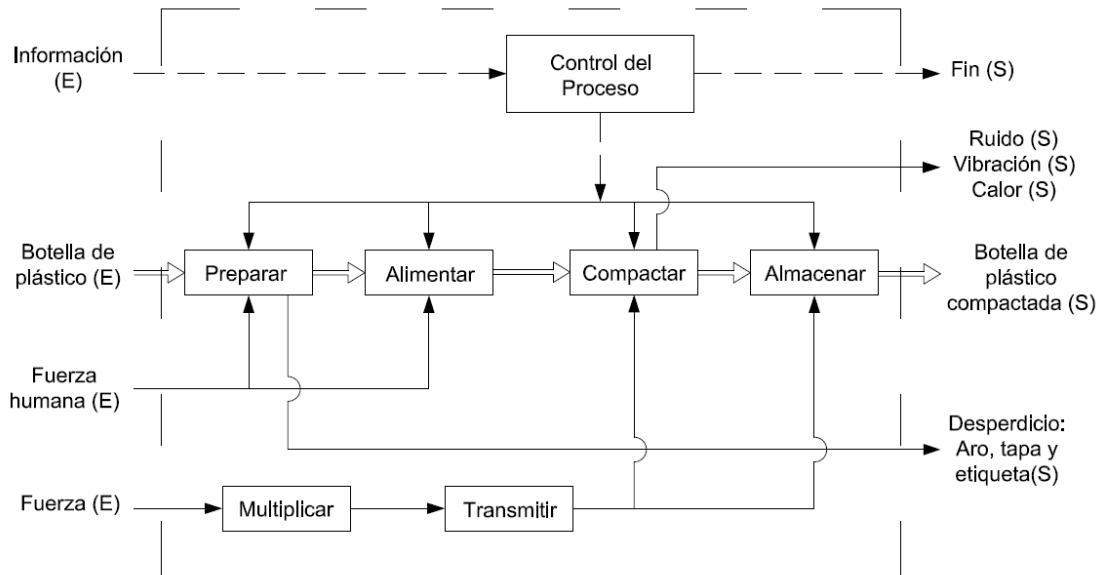
Estructura de funciones 2:



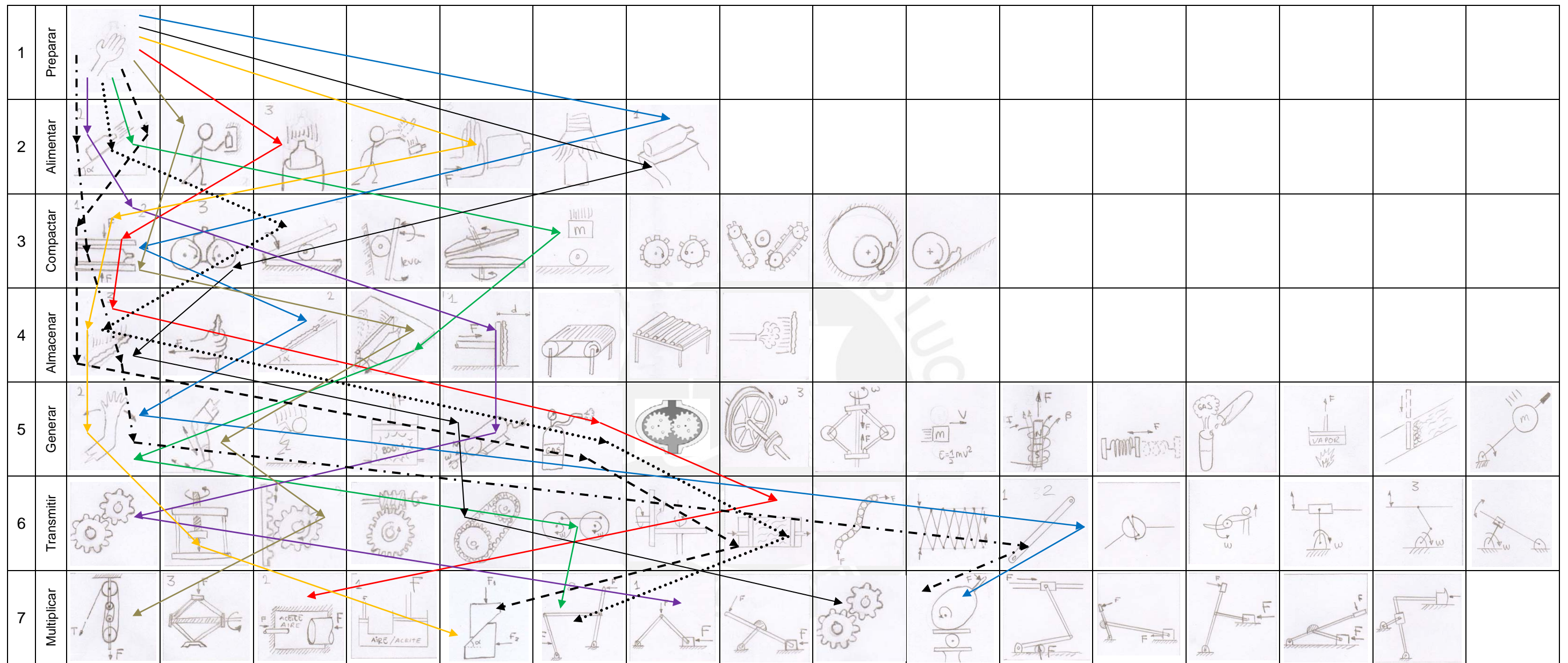
Estructura de funciones 3:







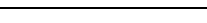
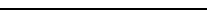
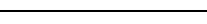
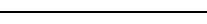


Estructura de funciones 4:



Anexo 02

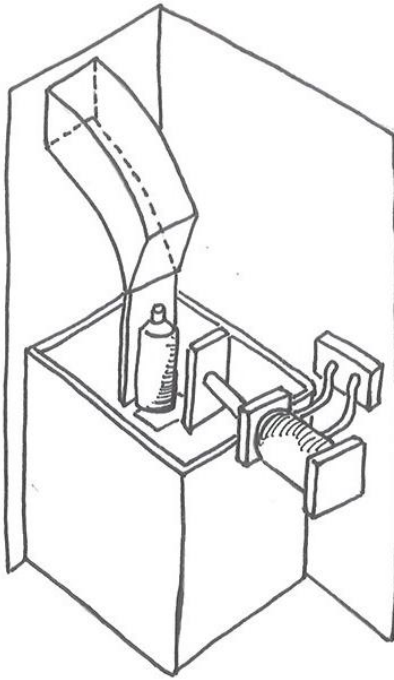


Concepto de Solución	Tipo de línea
1	
2	
3	
4	
5	
6	
7	
8	
9	
10	

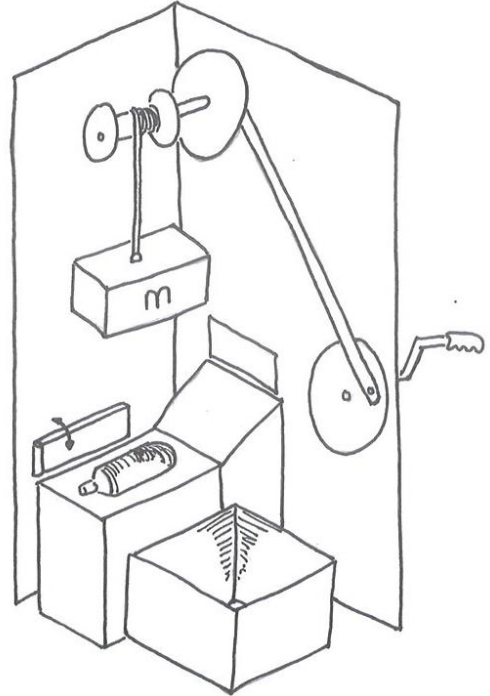
Anexo 03

CONCEPTOS DE SOLUCIÓN

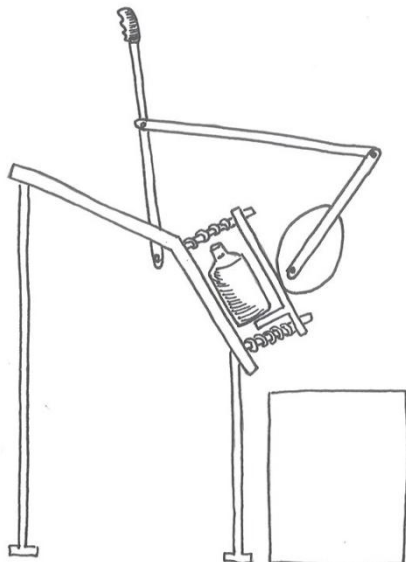
Concepto de Solución 01



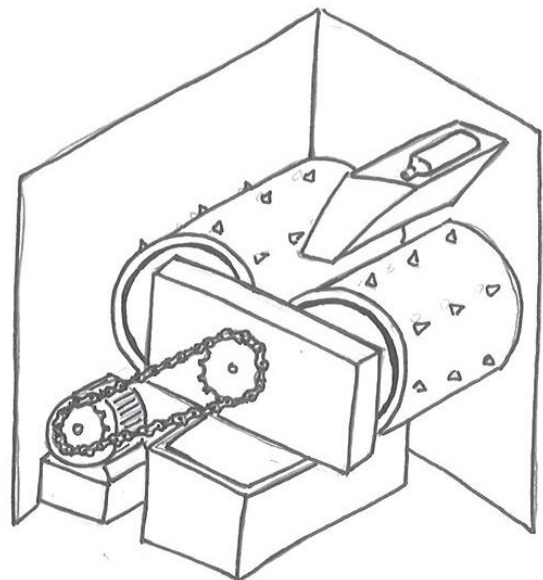
Concepto de Solución 02



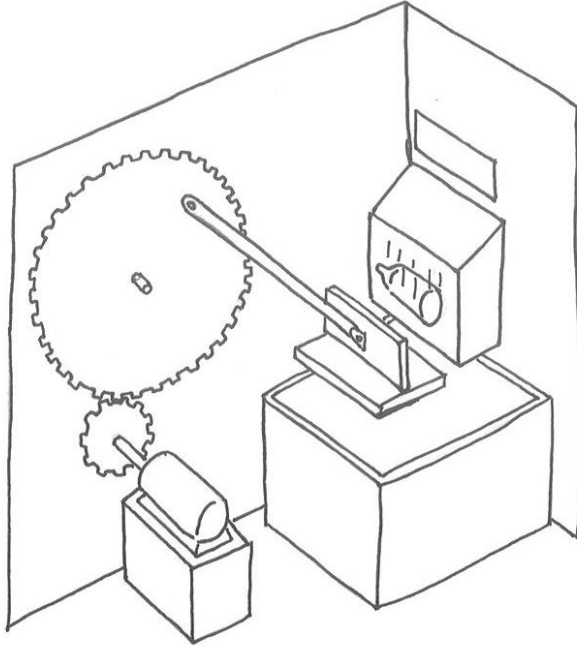
Concepto de Solución 03



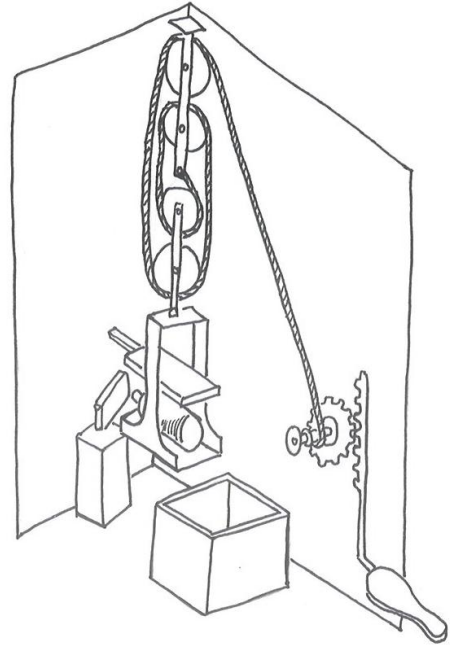
Concepto de Solución 04



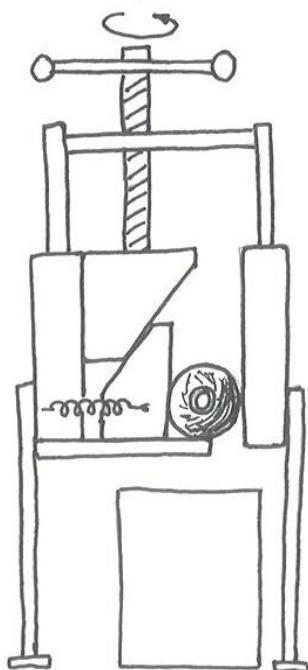
Concepto de Solución 05



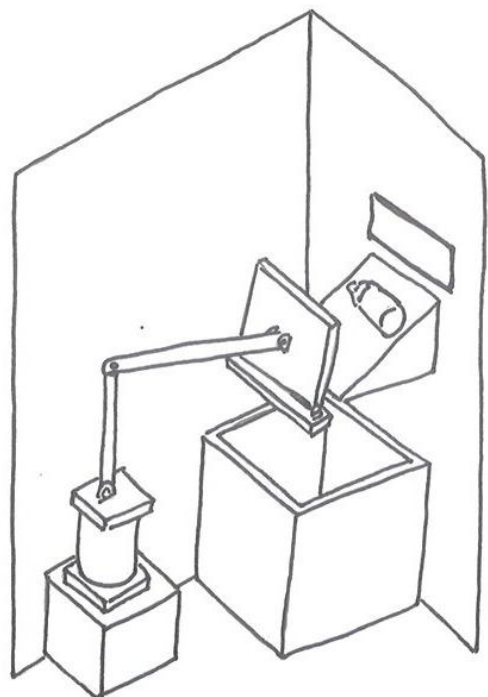
Concepto de Solución 06



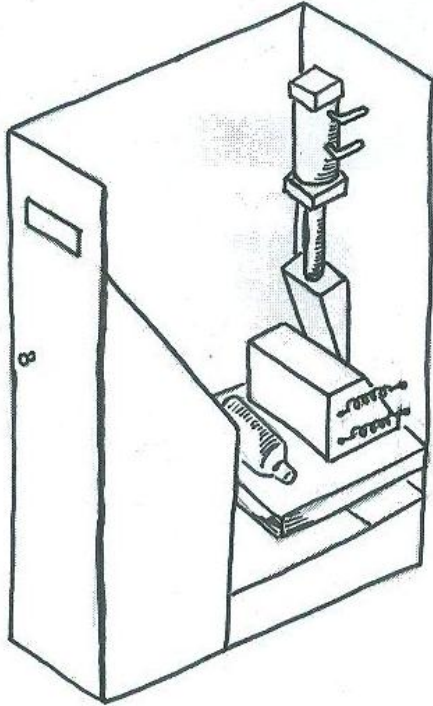
Concepto de Solución 07



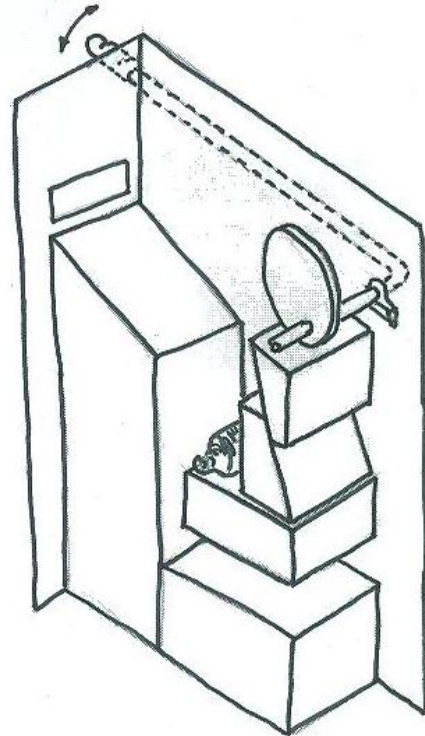
Concepto de Solución 08



Concepto de Solución 09



Concepto de Solución 10

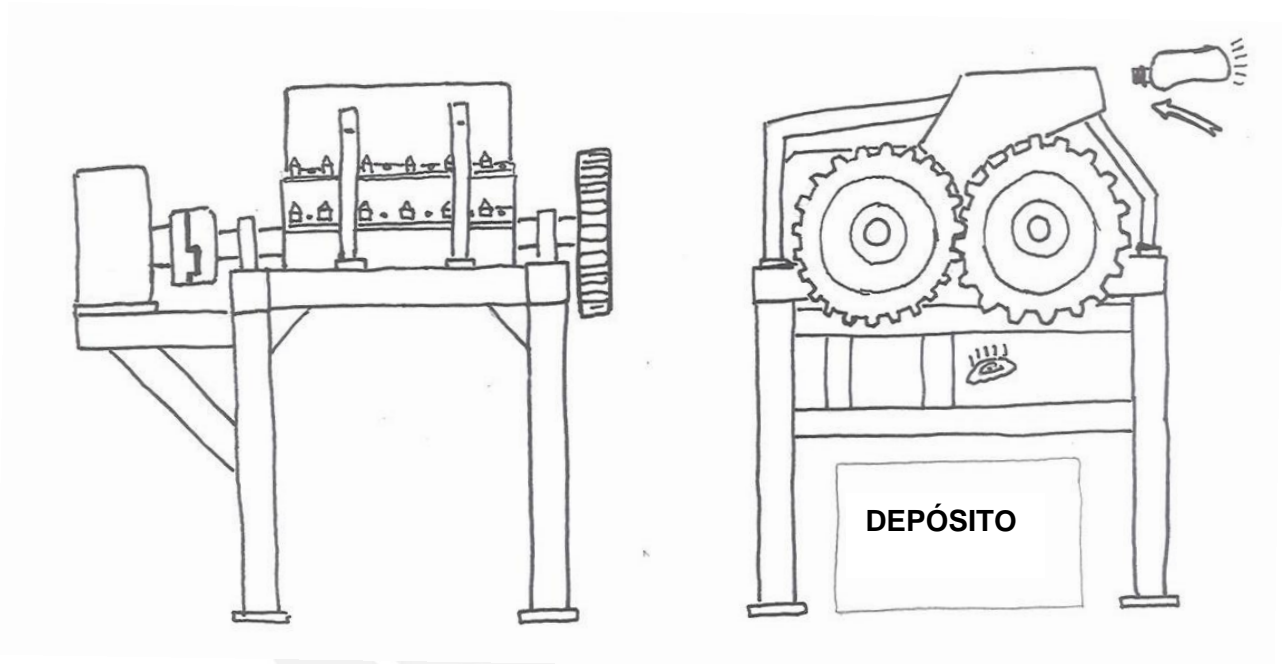


Anexo 04

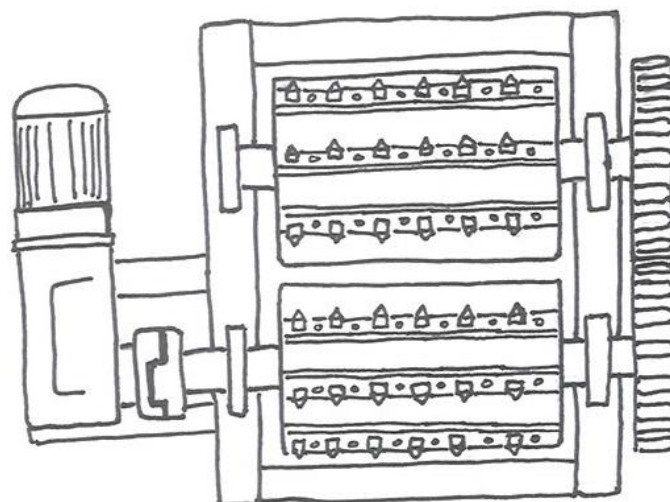
PROYECTOS PRELIMINARES

PROYECTO PRELIMINAR 01

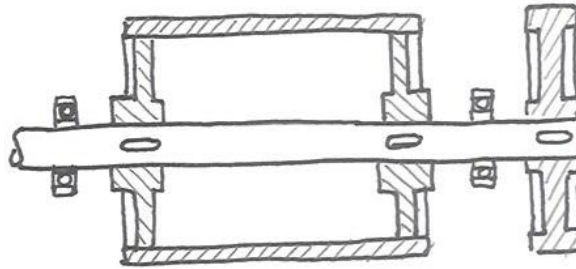
Vista frontal y lateral



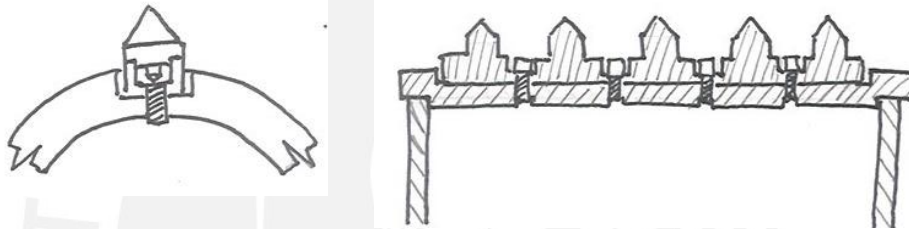
Rodillos y sistema de compactado



Interior de rodillos

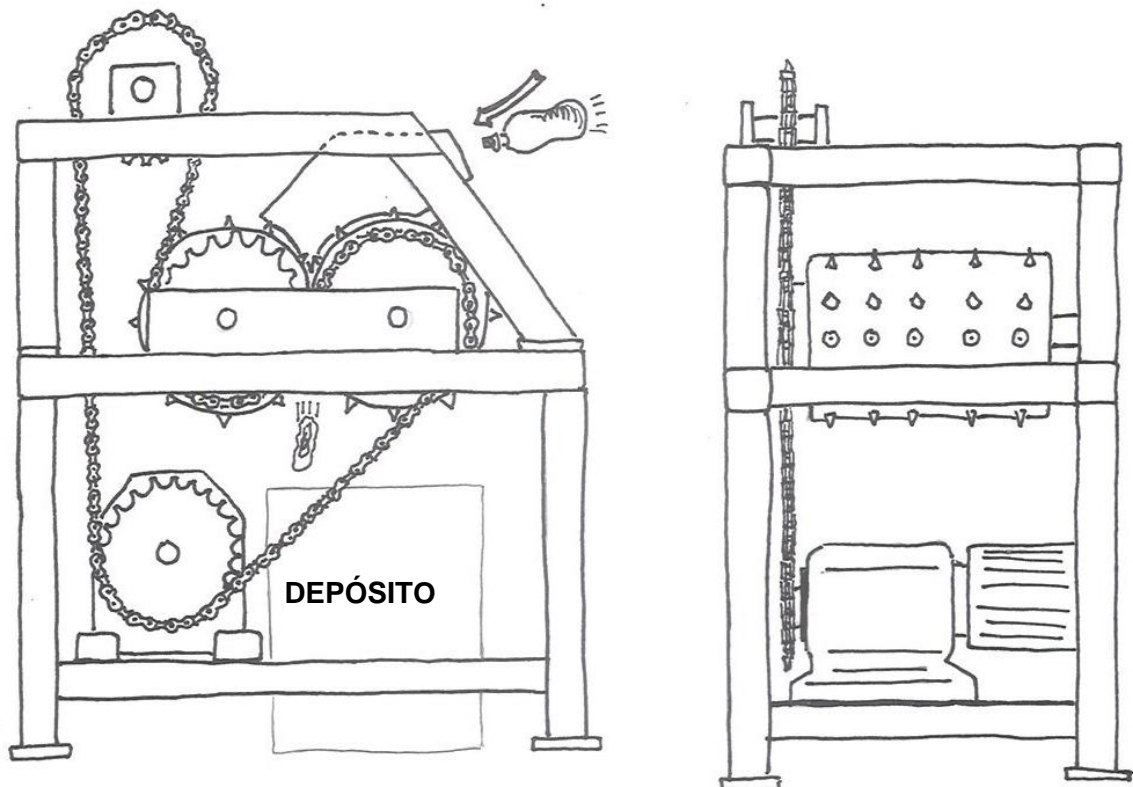


Sujeción de barra de púas en rodillo



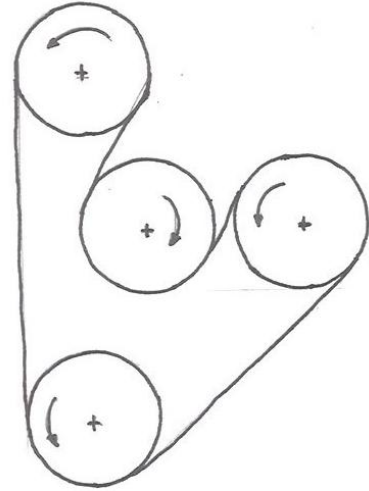
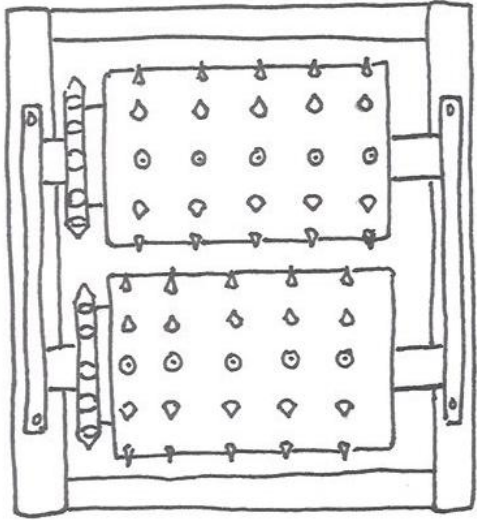
PROYECTO PRELIMINAR 02

Vista frontal y lateral

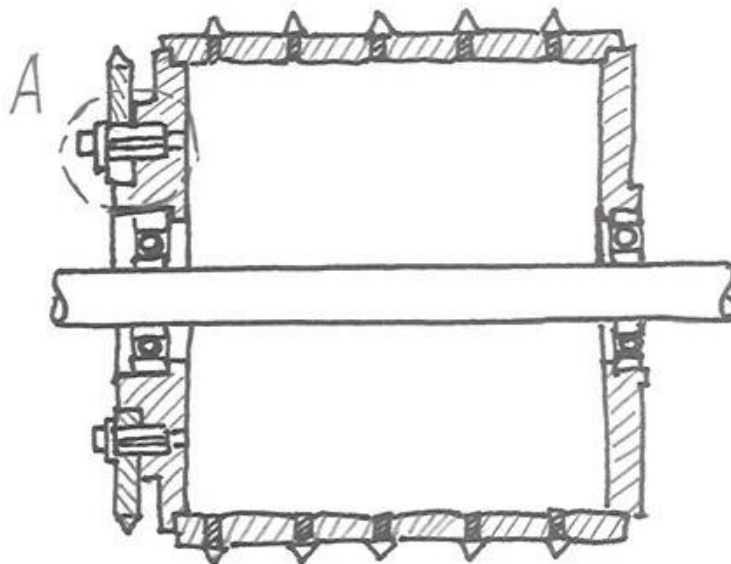


Rodillos y sistema de compactado

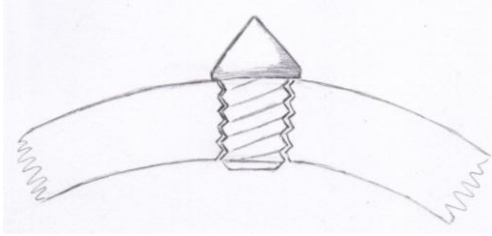
Inversión de giro



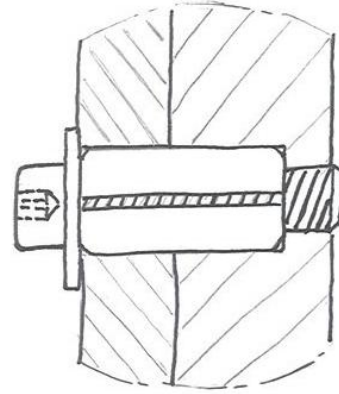
Interior de rodillos



Sujeción de púas en rodillo

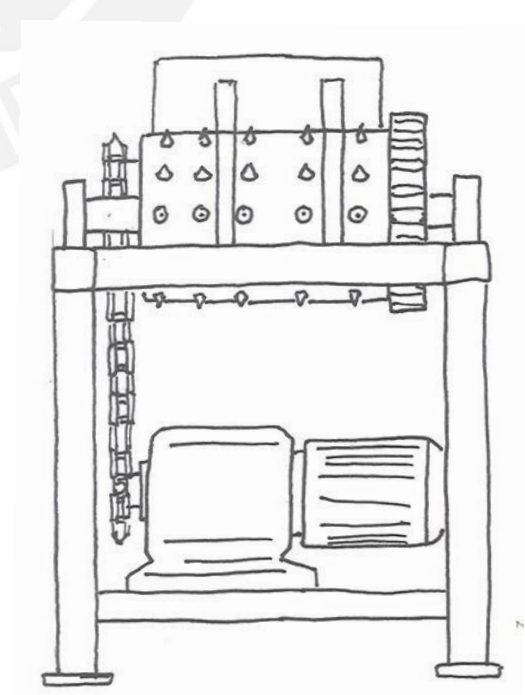
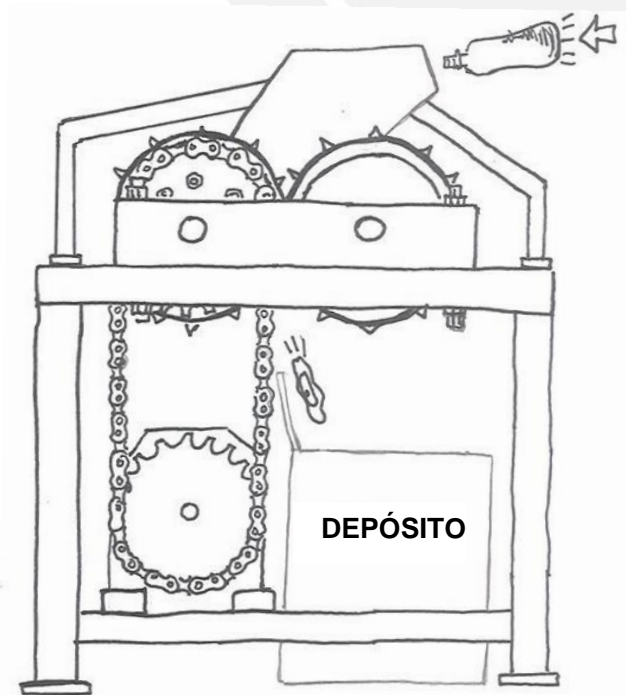


Sujeción de rueda dentada en rodillo

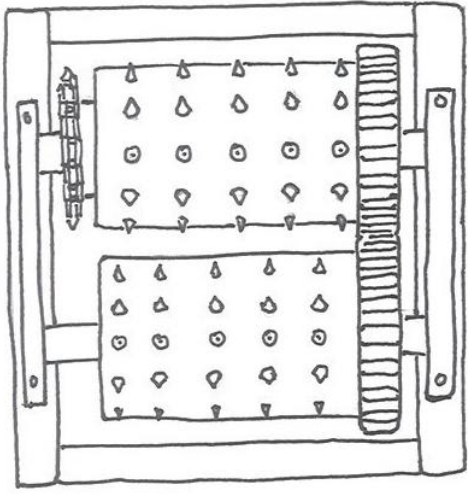


PROYECTO PRELIMINAR 03

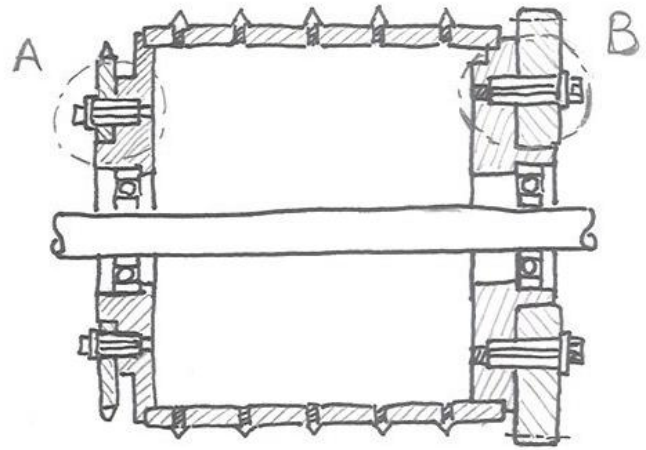
Vista frontal y lateral



Rodillos y sistema de compactado

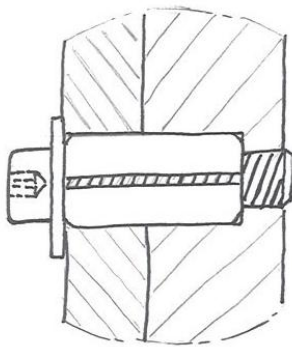


Interior de rodillos



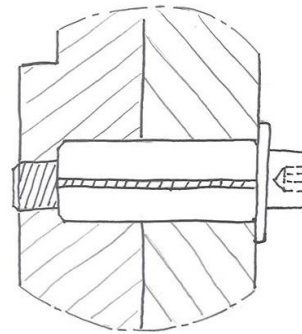
Sujeción de rueda dentada en rodillo

Detalle A

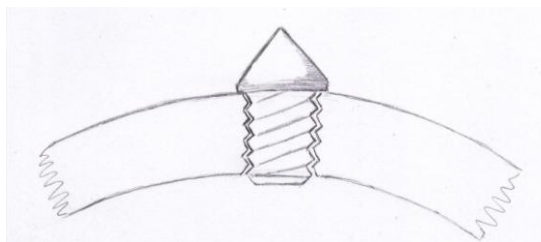


Sujeción de engranaje en rodillo

Detalle B



Sujeción de púas en rodillo



Anexo 05

CATALOGO RENOLD DE CADENA Y RUEDA DENTADA

Extraído del catálogo de selección de cadenas de Renold [RENOLD,2010a y b]

Paso 1: Selección de cantidad de dientes de rueda dentada conductora

1 - Select Drive and Ratio

Chart 1 may be used to choose a ratio based on the standard sprocket sizes available. It is best to use an odd number of teeth combined with an even number of chain pitches.

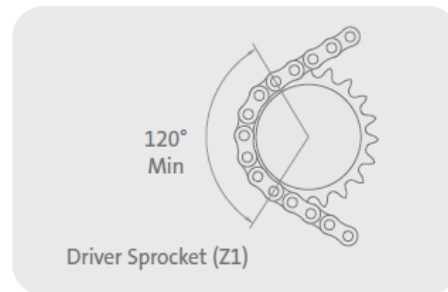
Ideally, chain sprockets with a minimum of 19 teeth should be chosen. If the chain drive operates at high speed or is subjected to impulsive loads, the smaller sprockets should have at least 25 teeth and should be hardened.

It is recommended that chain sprockets should have a maximum of 114 teeth.

Drive ratio can otherwise be calculated using the formula:

$$i = \frac{Z2}{Z1}$$

For large ratio drives, check that the angle of lap on Z1 is not less than 120 degrees.



SELECT DRIVE RATIO AND SPROCKETS - $\frac{Z2}{Z1}$

Paso 2: Selección de factores f1 y f2

Factor f1

DRIVEN MACHINE CHARACTERISTICS		CHARACTERISTICS OF DRIVER		
		SMOOTH RUNNING Electric Motors, Steam and Gas Turbines, Internal Combustion Engines with Hydraulic coupling	SLIGHT SHOCKS Internal Combustion Engines with 6 cyls or more with mechanical Coupling, Electric Motors with frequent starts	MODERATE SHOCKS Internal Combustion Engines with less than 6 cyls, with mechanical coupling
SMOOTH RUNNING	Centrifugal Pumps and Compressors, Printing Machines, Paper Colanders, Uniformly Loaded Conveyors, Escalators, Liquid Agitators and Mixers, Rotary Driers, Fans	1	1.1	1.3
MODERATE SHOCKS	Pumps and Compressors (3+ cyls), Concrete Mixing Machines, Non uniformly Loaded Conveyors, Solid Agitators and Mixers	1.4	1.5	1.7
HEAVY SHOCKS	Planers, Excavators, Roll and Ball Mills, Rubber Processing Machines, Presses and Shears 1 & 2 Cyl Pumps and Compressors, Oil Drilling Rigs	1.8	1.9	2.1

Factor f2

f2 factors for standard sprocket sizes	
Z1	f2
15	1.27
17	1.12
19	1.00
21	0.91
23	0.83
25	0.76

Paso 3: Cálculo de potencia de selección

3 - Calculate The Selection Power

Multiply the power to be transmitted by the factors obtained from STEP TWO.

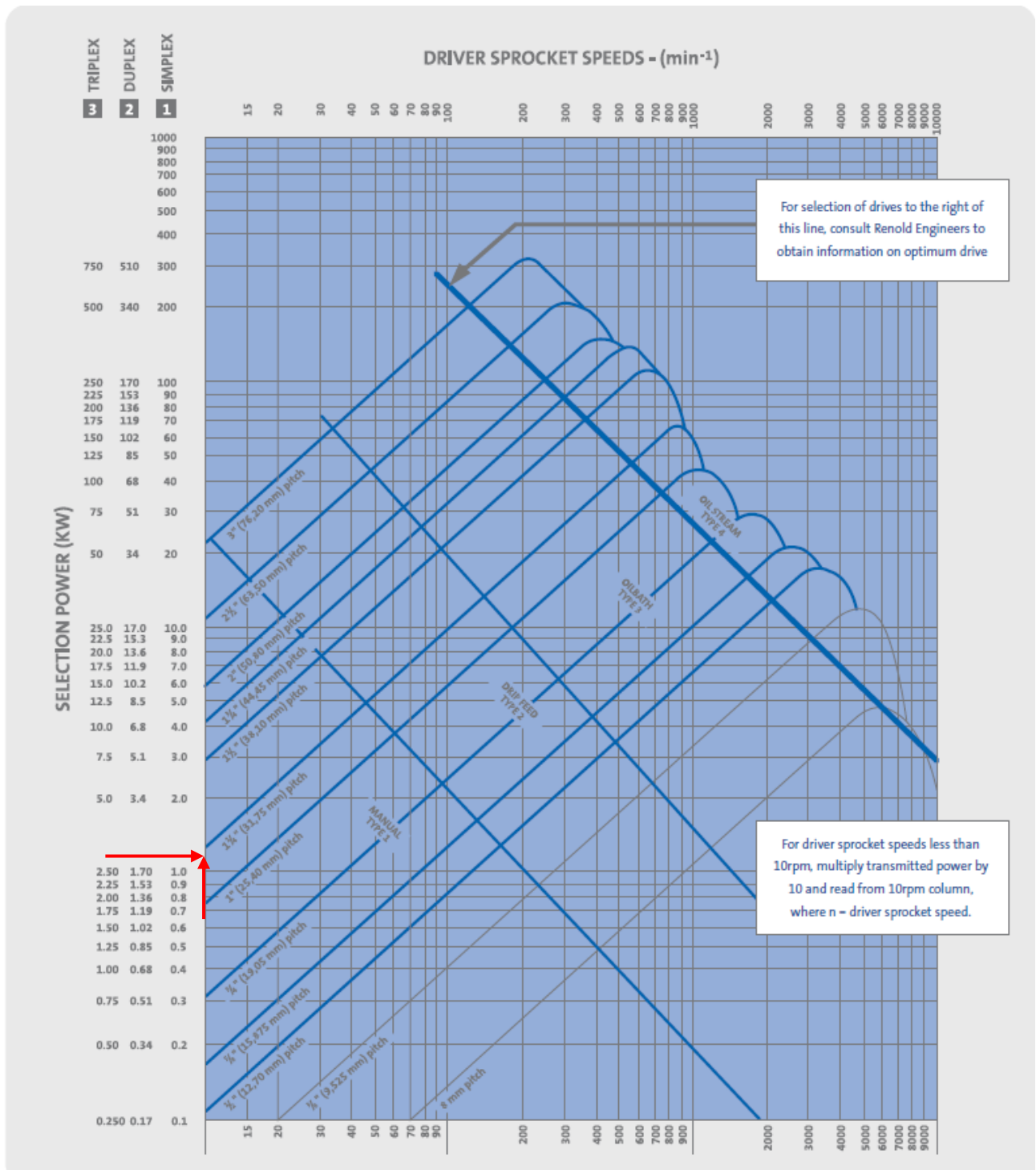
Selection POWER = POWER to be transmitted x f1 x f2 (kW).

Paso 4: Selección de paso de cadena

4 - Select Chain Drive

From the rating chart, select the smallest pitch of simplex chain to transmit the SELECTION POWER at the speed of the driving sprocket Z1.

This normally results in the most economical drive selection. If the SELECTION POWER is now greater than that shown for the simplex chain, then consider a multiplex chain of the same pitch size as detailed in the ratings chart.



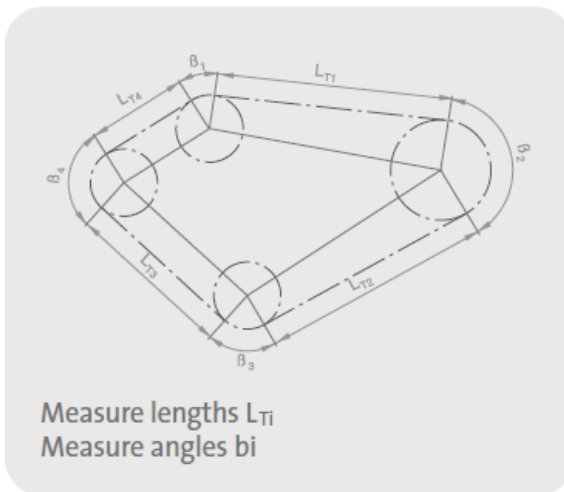
Paso 5: Determinación de la cantidad de eslabones

When designing a drive with multiple sprockets, the chain length calculation becomes more complicated. Most CAD systems, however, can be used to calculate chain length by wrapping a polyline around the PCD's of each sprocket. A scale manual drawing could also give a fairly accurate result as follows:

The theoretical length in pitches can now be calculated by the addition of all L_{Ti} and b_i values using the following formula.

Where

- P = The Chain pitch
- Z_i = The Number of teeth



$$\text{Number of pitches} = \frac{1}{P} \sum_{i=1}^{i=n} L_{Ti} + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\beta_i Z_i}{360}$$

This calculation method can also be applied on drives where the chain is driven on guide rails or around jockey sprockets. These should be considered as ordinary sprockets.

Paso 6: Presión en las superficies de contacto

Ecuaciones de transmisión

Transmission Equations

The following equations give the relationships between power, torque and velocity for various drive arrangements.

Torque $M_d = \frac{F_1 \times d_1}{2000}$ or $\frac{9550 \times P_r}{n_1}$ (Nm)

Power $P_r = \frac{M_d \times n_1}{9550}$ or $\frac{F_1 \times v}{1000}$ (kW)

Force $F_1 = \frac{1000 \times P_r}{v}$ or $\frac{2000 \times M_d}{d_1}$ (N)

Velocity $v = \frac{n_1 \times Z_1 \times P}{60000}$ (m/s)

Where:

- M_d = Torque of the driver sprocket Nm
- P_r = Power kW
- d_1 = Pitch circle diameter of the driver sprocket in mm
- n_1 = Driver sprocket speed rpm
- Z_1 = Number of teeth in the driver sprocket
- Z_2 = Number of teeth in the driven sprocket
- v = Linear speed of the chain m/s
- F_1 = Chain pull N
- P = Pitch of the chain mm

Velocidad de operación

Operating Speeds

Applications should not normally exceed a maximum chain speed of 45 metres/min. For speeds higher than this, consider selection as if the chain were in a power transmission application converting the chain load to power using the following formula:

$$\text{POWER} = FV \text{ (kW)}$$

Where:

F = Load kN

V = Velocity of chain (m/s)

Presión de contacto

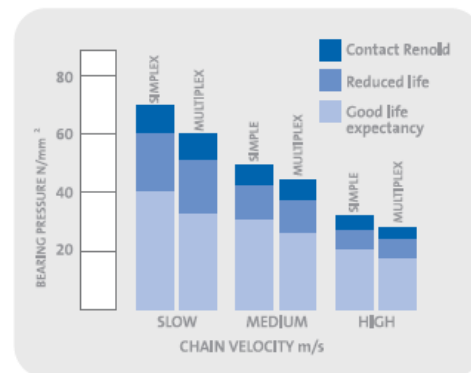
Bearing Pressures

When a chain has been correctly selected, the mode of failure over a very long period of time is most likely to be wear.

The subject of wear, which depends on many factors, has been addressed earlier in this guide, however, a very useful indicator of the likely wear performance is the magnitude of pressure between the key mating surfaces i.e. pin and bush.

This pressure is known as the bearing pressure and is obtained by dividing the working load by the bearing area. Bearing areas for standard chains are quoted in the designer data at the end of this guide.

The following table gives an indication of the implications of various bearing pressures but should not be used without reference to the other chain selection methods given in this guide.



Slow velocity up to 60% of maximum allowable speed.
Medium velocity 60 to 80% of maximum allowable speed.
High velocity over 80% of maximum allowable speed.

Note: there is some variation between chains, and the above figures should be used as a guide only.

Factor de seguridad para cadena

Safety Factors			
Axial breaking force/max working load	12	Safety Critical	
	11		
	10		Harsh Environments
	9		Passenger Lifts
	8		Transmission
	7		High Cycle Lifting
	6		Low Cycle Lifting
	5		Not Normally Used
	4		
	3		
2			
1			

Ciclos máximos para tipos de aplicación

Factor Simple	Factor Multiplex	Cycles Maximum	Type of Application
5.0	6.0	1,000,000	Dynamic load does not exceed working load
6.0	7.2	2,000,000	
8.0	8.0	8,000,000	Dynamic loads can occasionally exceed working load by 20%
10.0	10.0	8,000,000	All passenger lifts

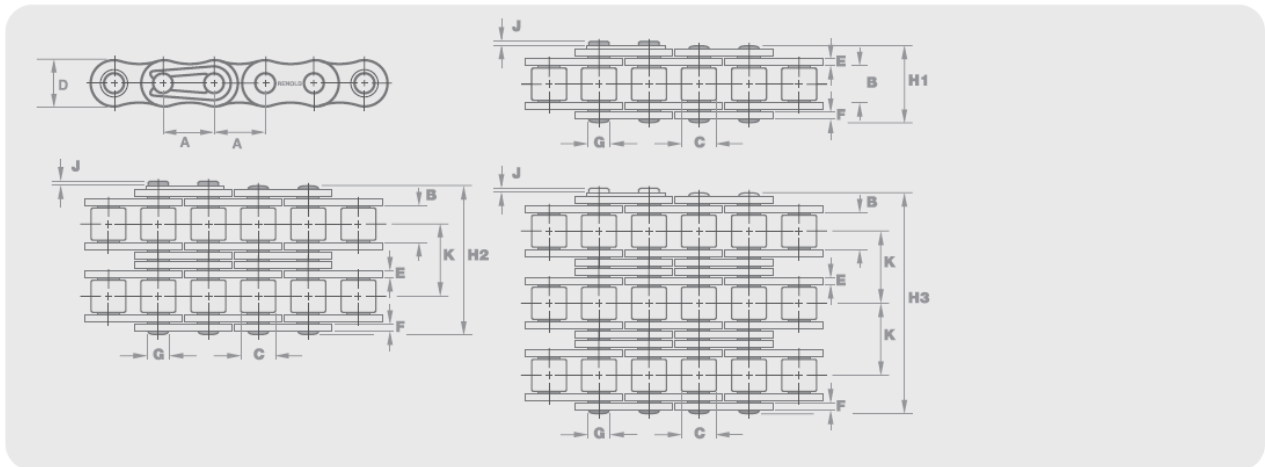
Uso de grasa como lubricante

Use of Grease

As mentioned above, the use of grease is not recommended. However, if grease lubrication is essential, the following points should be noted:

- Limit chain speed to 4 m/s.
- Applying normal greases to the outside surfaces of a chain only seals the bearing surfaces and will not work into them. This causes premature failure. Grease has to be heated until fluid and the chain is immersed and allowed to soak until all air bubbles cease to rise. If this system is used, the chains need regular cleaning and regreasing at intervals depending on the drives' power and speed. It should also be noted that temperatures above 80°C will cause damage to many greases and reduce their effectiveness.

Características de la cadena de 1,25" según ISO 606



Chain Ref.	Technical Details (mm)															Weight
ISO Ref.	Pitch (Inch)	Pitch (mm)	Inside Width	Roller Diam.	Plate Height	Plate Width Inner	Plate Width Outer	Pin Diam.	Pin Length	Conn. Link Extension	Transverse Pitch	Chain Track	Chain Track	Bearing Area	ISO606 Tensile Strength (Newtons)	Weight
			MIN	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	mm ²	MIN	kg/m

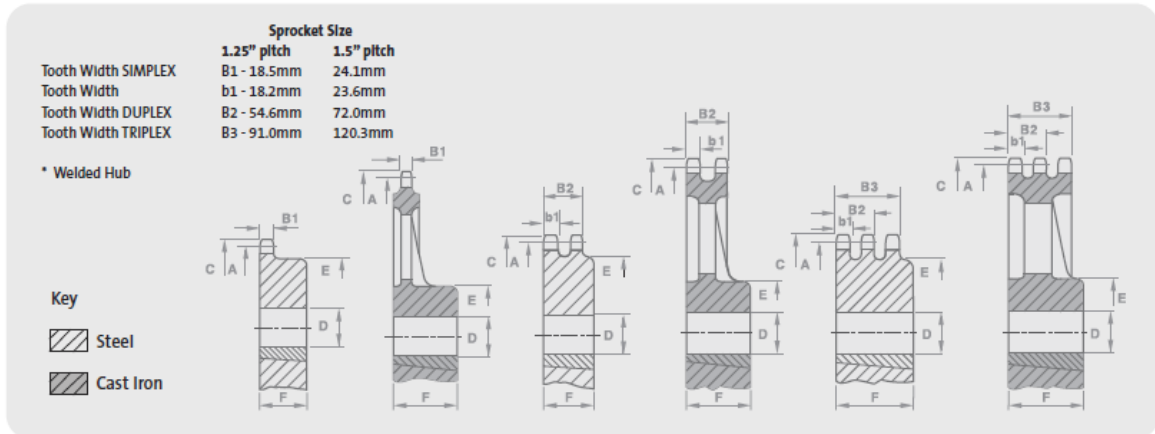
European (BS) Standard - Simplex

	A	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M			
05B-1	0.315	8.000	3.00	5.00	7.11	0.76	0.76	2.31	8.6	1.5	-	8.1	4.7	11	4400	0.18
06B-1	0.375	9.525	5.72	6.35	8.20	1.29	1.04	3.28	12.5	1.3	-	11.1	7.4	28	8900	0.39
08B-1	0.500	12.700	7.75	8.51	11.70	1.55	1.55	4.45	16.5	2.0	-	13.6	9.4	50	17800	0.70
10B-1	0.625	15.875	9.65	10.16	14.60	1.55	1.55	5.08	18.8	2.5	-	14.8	10.3	68	22200	0.96
12B-1	0.750	19.050	11.68	12.07	16.00	1.81	1.81	5.72	21.9	2.6	-	17.6	12.5	89	28900	1.22
16B-1	1.000	25.400	17.02	15.88	21.08	4.12	3.10	8.28	34.9	2.2	-	25.8	19.9	207	60000	2.80
20B-1	1.250	31.750	19.56	19.05	26.42	4.62	3.61	10.19	39.8	2.7	-	30.5	23.8	290	95000	3.85
24B-1	1.500	38.100	25.40	25.40	33.40	6.10	5.08	14.63	52.6	6.8	-	36.6	29.4	548	160000	7.45
28B-1	1.750	44.450	30.99	27.94	37.08	7.62	6.35	15.90	64.2	6.8	-	44.0	35.8	735	200000	9.35
32B-1	2.000	50.800	30.99	29.21	42.29	7.11	6.35	17.81	63.4	8.0	-	45.8	37.1	806	250000	10.10
40B-1	2.500	63.500	39.30	39.37	52.96	8.13	8.13	22.89	78.2	9.5	-	56.7	45.4	1271	355000	16.50

Características de ruedas dentadas para cadena de 1,5" según ISO 606

Transmission Sprockets

ISO606 [31.75mm to 38.10mm/1.25" to 1.5" Pitch]



Technical Details (mm)			Simplex					Duplex					Triplex				
No. of Teeth	PCD	Top Diam.	Part No.	Bore	Bore	Boss Diam.	Dist. Thro.	Part No.	Bore	Bore	Boss Diam.	Dist. Thro.	Part No.	Bore	Bore	Boss Diam.	Dist. Thro.
				MIN	MAX				MIN	MAX				MIN	MAX		
1.25" Plain Bore - steel																	
	A	C		D	D	E	F		D	D	E	F		D	D	E	F
17	172.80	190.75	20B1/17T	25.0	85.0	120.0	50.0	20B2/17T	30.0	85.0	120.0	80.0	20B3/17T	30.0	85.0	120.0	115.0
19	192.89	210.26	20B1/19T	25.0	85.0	120.0	50.0	20B2/19T	30.0	85.0	120.0	80.0	20B3/19T	30.0	85.0	120.0	115.0
21	213.03	232.41	20B1/21T	30.0	100.0	140.0	55.0	20B2/21T	30.0	100.0	140.0	80.0	20B3/21T	30.0	100.0	140.0	115.0
22	222.17	242.33	20B1/22T	30.0	100.0	140.0	55.0	20B2/22T	30.0	100.0	140.0	80.0	20B3/22T	30.0	100.0	140.0	115.0
25	253.31	272.03	20B1/25T	30.0	100.0	140.0	55.0	20B2/25T	30.0	100.0	140.0	80.0	20B3/25T	30.0	100.0	140.0	115.0
1.25" Plain Bore - heavy duty cast iron																	
	A	C		D	D	E	F		D	D	E	F		D	D	E	F
38	384.48	402.08	20B1/38T	30.0	105.0	150.0	55.0	20B2/38T	30.0	105.0	150.0	80.0	20B3/38T	30.0	105.0	150.0	115.0
57	576.35	593.34	20B1/57T	48.0	95.0	170.0	81.0	20B2/57T	65.0	110.0	206.0	127.0	20B3/57T	70.0	125.0	222.0	147.0
76	768.30	784.86	20B1/76T	55.0	100.0	178.0	89.0	20B2/76T	70.0	125.0	224.0	140.0	20B3/76T	85.0	140.0	254.0	163.0
1.5" Plain Bore - steel																	
	A	C		D	D	E	F		D	D	E	F		D	D	E	F
17	207.34	225.55	24B1/17T	25.0	95.0	136.0	55.0	24B2/17T	30.0	95.0	136.0	100.0	24B3/17T	30.0	95.0	136.0	150.0
19	231.47	248.67	24B1/19T	25.0	95.0	136.0	55.0	24B2/19T	30.0	95.0	160.0	100.0	24B3/19T	30.0	114.0	160.0	150.0
21	255.63	276.61	24B1/21T	30.0	105.0	150.0	60.0	24B2/21T	30.0	114.0	160.0	100.0	24B3/21T	40.0	114.0	160.0	150.0
23	279.81	300.23	24B1/23T	30.0	105.0	150.0	60.0	24B2/23T	30.0	114.0	160.0	100.0	24B3/23T	40.0	114.0	160.0	150.0
25	303.99	324.10	24B1/25T	30.0	105.0	150.0	60.0	24B2/25T	30.0	114.0	160.0	100.0	24B3/25T	40.0	114.0	160.0	150.0
1.5" Plain Bore - heavy duty cast iron																	
	A	C		D	D	E	F		D	D	E	F		D	D	E	F
38	461.37	479.81	24B1/38T	30.0	105.0	150.0	60.0	24B2/38T	40.0	114.0	160.0	100.0	24B3/38T	40.0	114.0	160.0	150.0
57	691.62	708.91	24B1/57T	60.0	110.0	196.0	122.0	24B2/57T	80.0	140.0	254.0	152.0	24B3/57T	90.0	150.0	267.0	175.0
76	921.97	938.78	24B1/76T	65.0	125.0	216.0	135.0	24B2/76T	85.0	150.0	267.0	168.0	24B3/76T	100.0	170.0	297.0	193.0

Anexo 06

PIN DE EXPANSIÓN

Extraído del catálogo de selección de pines de expansión ranurados [SPIROL,2003]

Recomendaciones ASME para agujero de alojamiento de pin de expansión

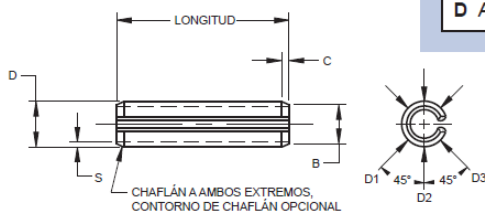
ASME recomienda una tolerancia de clase H10 para orificios de hasta 2.5 mm y H12 para diámetros de 3 mm y superiores. ISO recomienda H12 para todos los diámetros.

Diám. nominal	ISO	ASME
1.5	1.5 / 1.6	1.5 / 1.56
2	2 / 2.1	2 / 2.07
2.5	2.5 / 2.65	2.5 / 2.58
3 y más	Sin diferencia	Sin diferencia

Los pernos ASME de 3 mm y superiores pueden ser sustituidos por pernos ISO sin ningún tipo de revisión o cambio. Los pernos de 1.5 a 2.5 mm requieren un cambio en el orificio máximo especificado.

Dimensiones y resistencia al corte de pin de expansión

ISO 8752
EN 28752



DUREZA Y MATERIALES DE LOS PERNOS

ACABADOS DE LOS PERNOS

B Acero al carbono	HV 420-520	K Liso*
C Acero inoxidable al cromo	HV 440-560	P Pasivado
D Acero inoxidable al níquel	Endurecido	

* Los pernos de acero al carbono liso tienen un acabado de aceite protector.

B ES INFERIOR AL DIÁMETRO DEL PERNO NOMINAL

ESPECIFICACIONES en mm

Diámetro del perno nominal	Diámetro del perno D		Longitud del chaflán C	Espesor de pared S	Tamaño de orificio recomendado		Acero inoxidable al cromo y al carbono de doble resistencia al corte
	Mín. ¹	Máx. ²	Nominal	Nominal	Mín.	Máx.	Mínimum kN
1.5	1.7	1.8	0.25	0.3	1.5	1.60	1.58
2	2.3	2.4	0.35	0.4	2.0	2.10	2.82
2.5	2.8	2.9	0.40	0.5	2.5	2.60	4.38
3	3.3	3.5	0.50	0.6	3.0	3.10	6.32
3.5	3.8	4.0	0.60	0.75	3.5	3.62	9.09
4	4.4	4.6	0.65	0.8	4.0	4.12	11.24
4.5*	4.9	5.1	0.80	1.0	4.5	4.62	15.36
5	5.4	5.6	0.90	1.0	5.0	5.12	17.54
6	6.4	6.7	1.20	1.2	6.0	6.12	26.04
8	8.5	8.8	2.00	1.5	8.0	8.15	42.76
10	10.5	10.8	2.00	2.0	10.0	10.15	70.16
12	12.5	12.8	2.00	2.5	12.0	12.18	104.1
14*	14.5	14.8	2.00	3.0	14.0	14.18	144.7 ³
16	16.5	16.8	2.00	3.0	16.0	16.18	171.0 ³
18*	18.5	18.9	2.00	3.5	18.0	18.18	222.5 ³
20	20.5	20.9	3.00	4.0	20.0	20.21	280.6 ³

¹ El diámetro mínimo es el promedio de D1, D2 y D3. ² Máximo medido con calibrador anular de tolerancia mínima. ³ Solamente, Acero al Carbono.

Longitudes de pines de expansión

LONGITUDES Y PESOS ESTANDAR (Kg POR 1.000 PIEZAS)

Longitud	Diámetro															
	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5*	5	6	8	10	12	14*	16	18*	20
4	0.034	0.061														
5	0.043	0.077	0.118													
6	0.051	0.092	0.142	0.204												
8	0.068	0.122	0.189	0.272	0.394	0.478										
10	0.085	0.153	0.236	0.340	0.493	0.597	0.793	0.942								
12	0.103	0.184	0.283	0.407	0.591	0.716	0.952	1.13	1.66							
14	0.120	0.214	0.330	0.475	0.689	0.836	1.11	1.32	1.94							
16	0.137	0.244	0.377	0.543	0.788	0.955	1.27	1.51	2.21	3.58						
18	0.154	0.275	0.424	0.611	0.886	1.07	1.43	1.70	2.49	4.03						
20	0.171	0.305	0.471	0.679	0.985	1.19	1.59	1.88	2.77	4.48	7.38					
22	0.189	0.336	0.519	0.746	1.08	1.31	1.75	2.07	3.04	4.92	8.12					
24	0.206	0.367	0.565	0.814	1.18	1.43	1.90	2.26	3.32	5.37	8.86	13.3				
26	0.223	0.397	0.613	0.882	1.28	1.55	2.06	2.45	3.60	5.82	9.59	14.4				
28	0.240	0.427	0.660	0.950	1.38	1.67	2.22	2.64	3.87	6.26	10.3	15.6				
30		0.458	0.707	1.02	1.48	1.79	2.38	2.83	4.15	6.71	11.1	16.7	23.4			
32		0.489	0.754	1.09	1.58	1.91	2.54	3.02	4.43	7.16	11.8	17.8				
35		0.534	0.825	1.19	1.72	2.09	2.86	3.31	4.84	7.83	12.9	19.4	27.3	32.2		
40		0.610	0.942	1.36	1.97	2.39	3.17	3.77	5.34	8.35	14.8	22.2	31.2	36.7	49.0	61.2
45			1.06	1.53	2.22	2.68	3.57	4.24	6.23	10.1	16.6	25.0	35.1	41.3	55.1	68.9
50				1.70	2.46	2.98	3.96	4.71	6.92	11.2	18.4	27.8	39.0	45.9	61.3	76.5
55						3.28	4.36	5.18	7.61	12.3	20.3	30.5	42.9	50.5	67.4	84.2
60						3.58	4.76	5.65	8.30	13.4	22.1	33.3	46.8	55.1	73.5	91.8
65									8.99	14.5	24.0	36.1	50.1	59.7	79.6	99.5
70									9.69	15.7	25.8	38.9	54.6	64.3	85.8	107.1
75									10.4	16.8	27.7	41.7	58.5	68.9	91.9	114.8
80										18.0	29.5	44.4	62.4	73.5	98.0	122.4
85										19.0	31.4	47.2	66.3	78.1	104.1	130.1
90										20.1	33.2	50.0	70.2	82.7	110.3	137.7
95										21.3	35.0	52.8	74.1	87.3	116.4	145.4
100										22.4	36.9	55.5	77.9	91.9	122.5	153.0

Longitud del pino nominal	Tolerancia de longitud
Tolerancia de longitud — ISO 8752	
4 to 10 mm	± 0.25 mm
12 to 50 mm	± 0.50 mm
55 to 100 mm	± 0.75 mm
Tolerancia de longitud — DIN 1481 (Ref.)	
4 to 10 mm	+ 0.5 mm
12 to 50 mm	+ 1.0 mm
55 to 100 mm	+ 1.5 mm

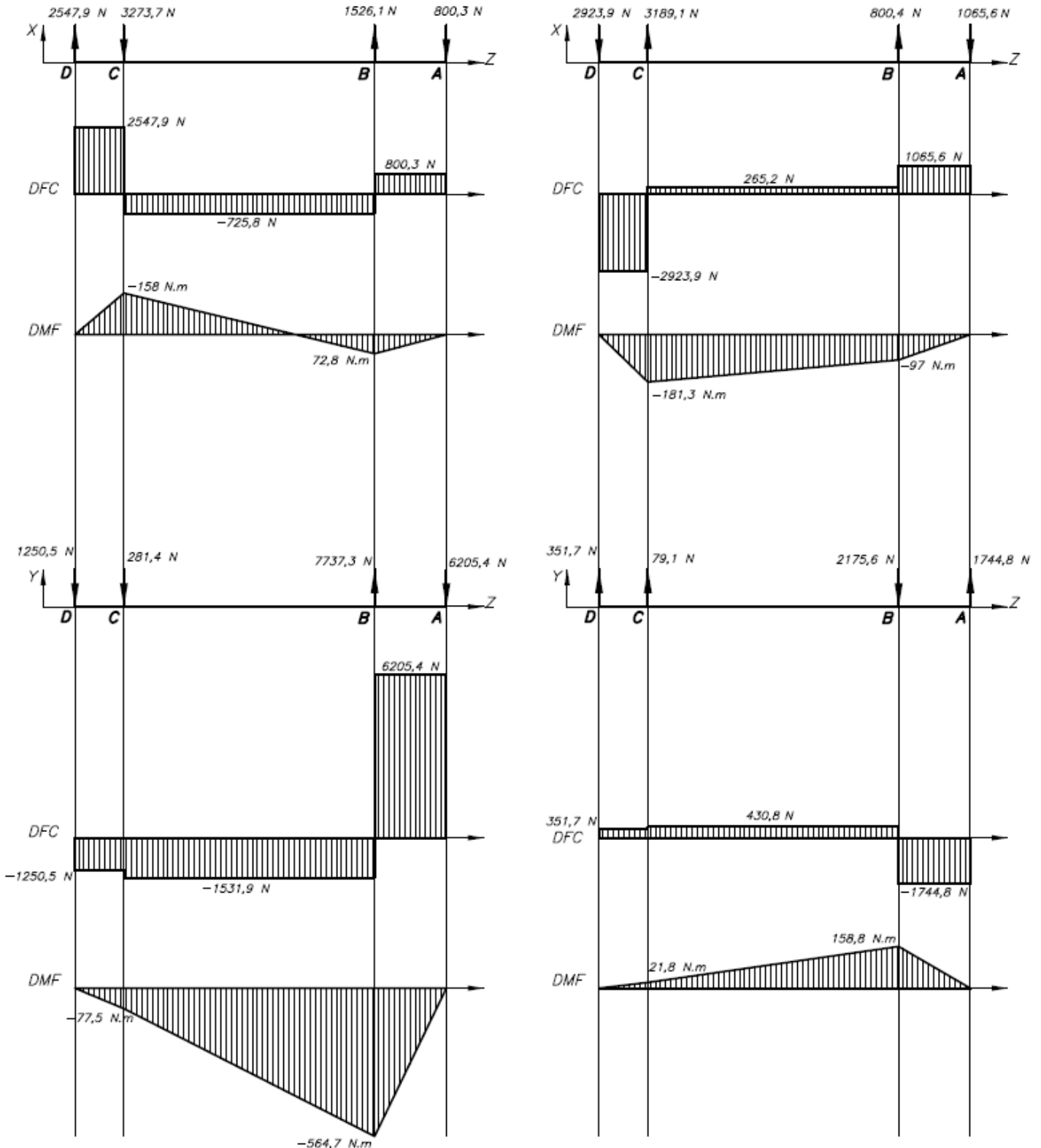
Anexo 07

DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

En eje de rodillos 1 y 2

Eje 1

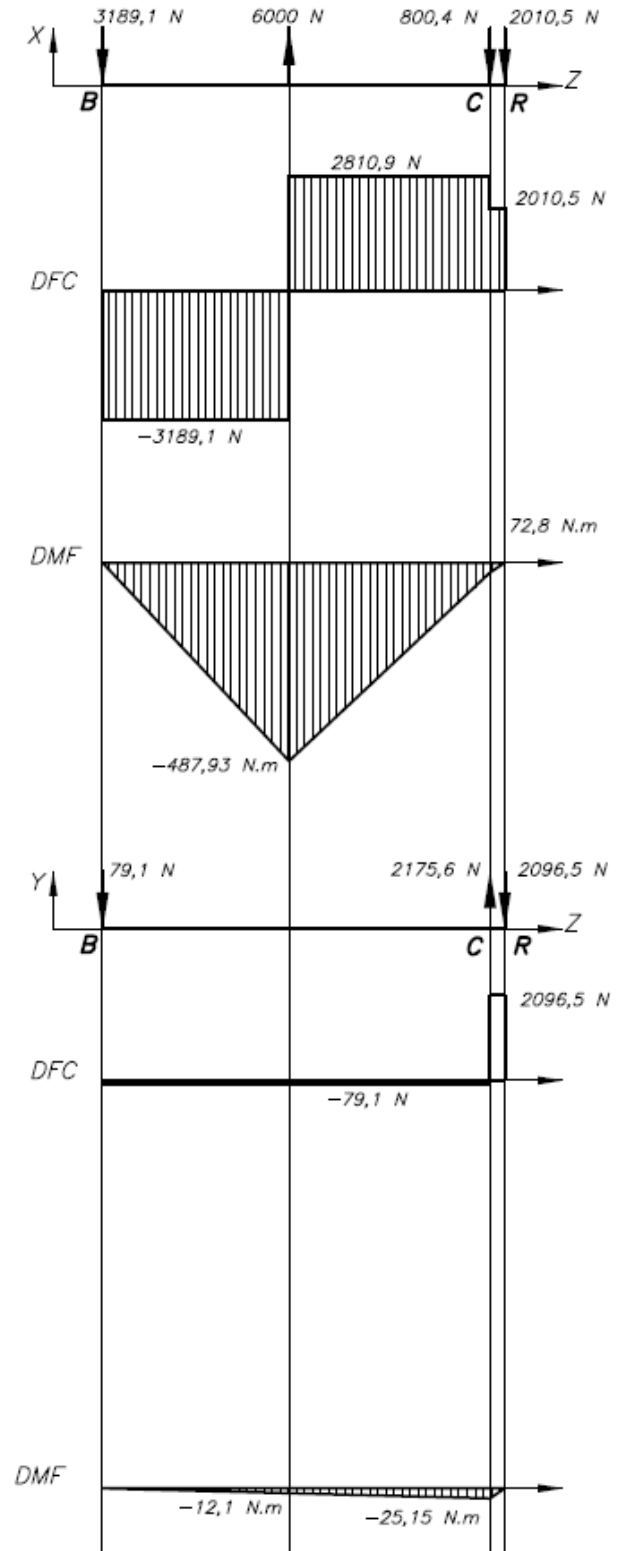
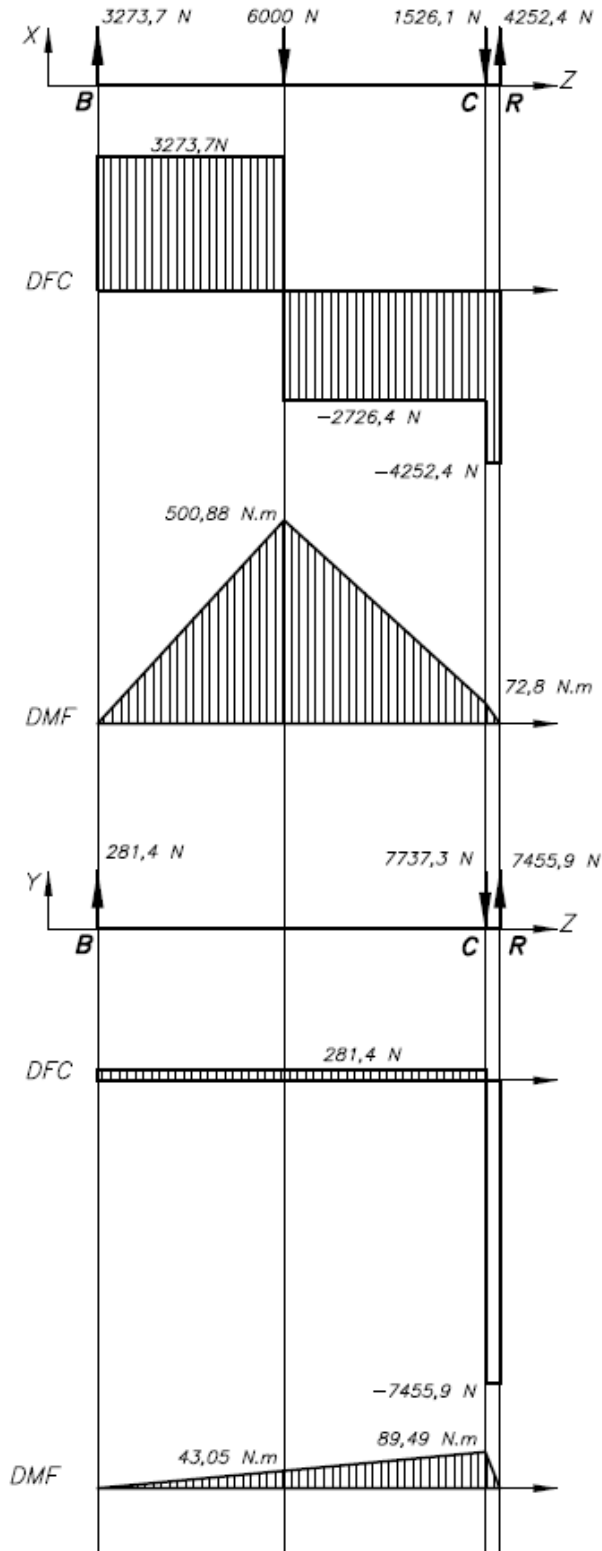
Eje 2



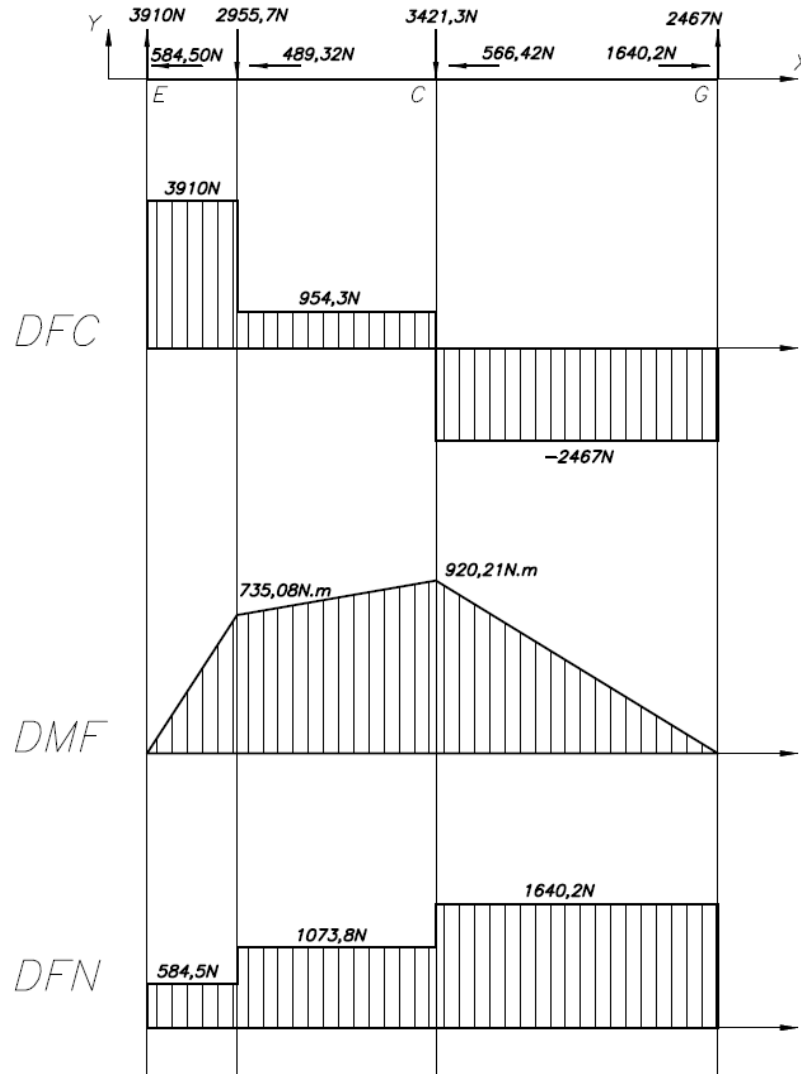
En rodillos 1 y 2

Rodillo 1

Rodillo 2

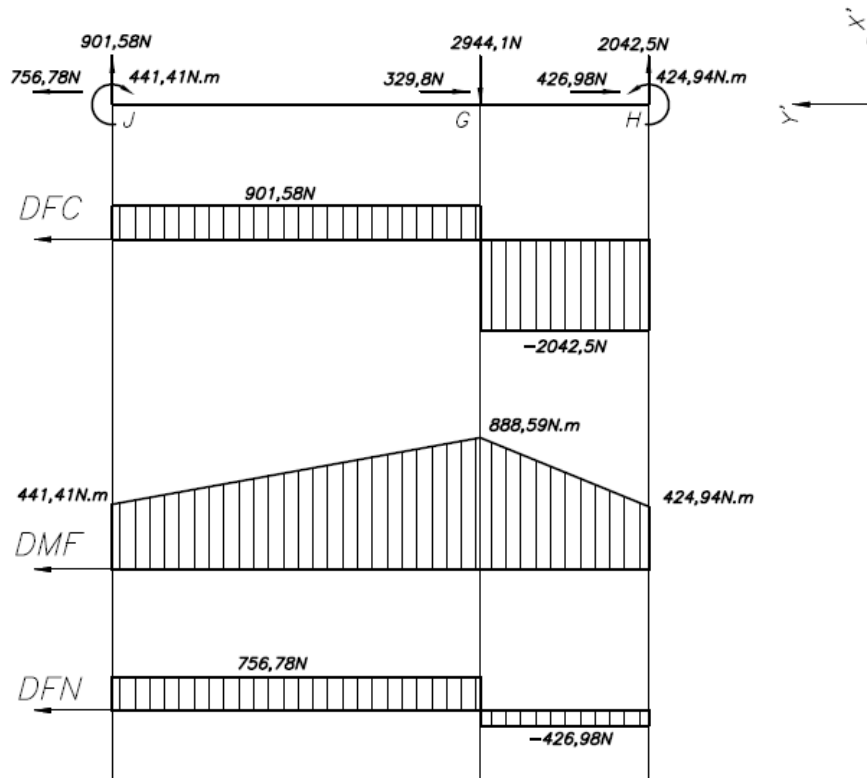


En perfil E - C- G de estructura superior

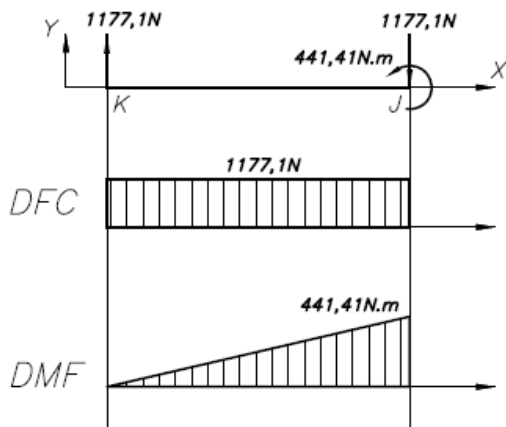


En marco K - J - G - H - I

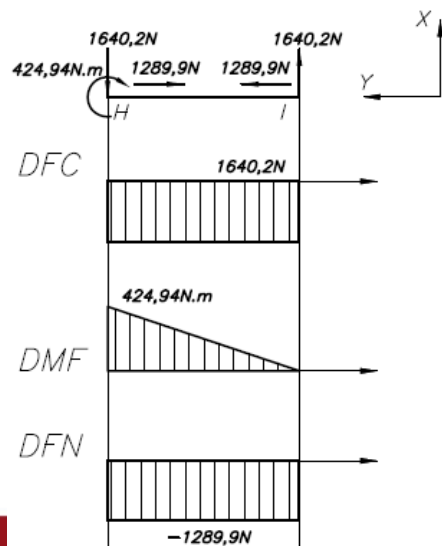
J - G - H



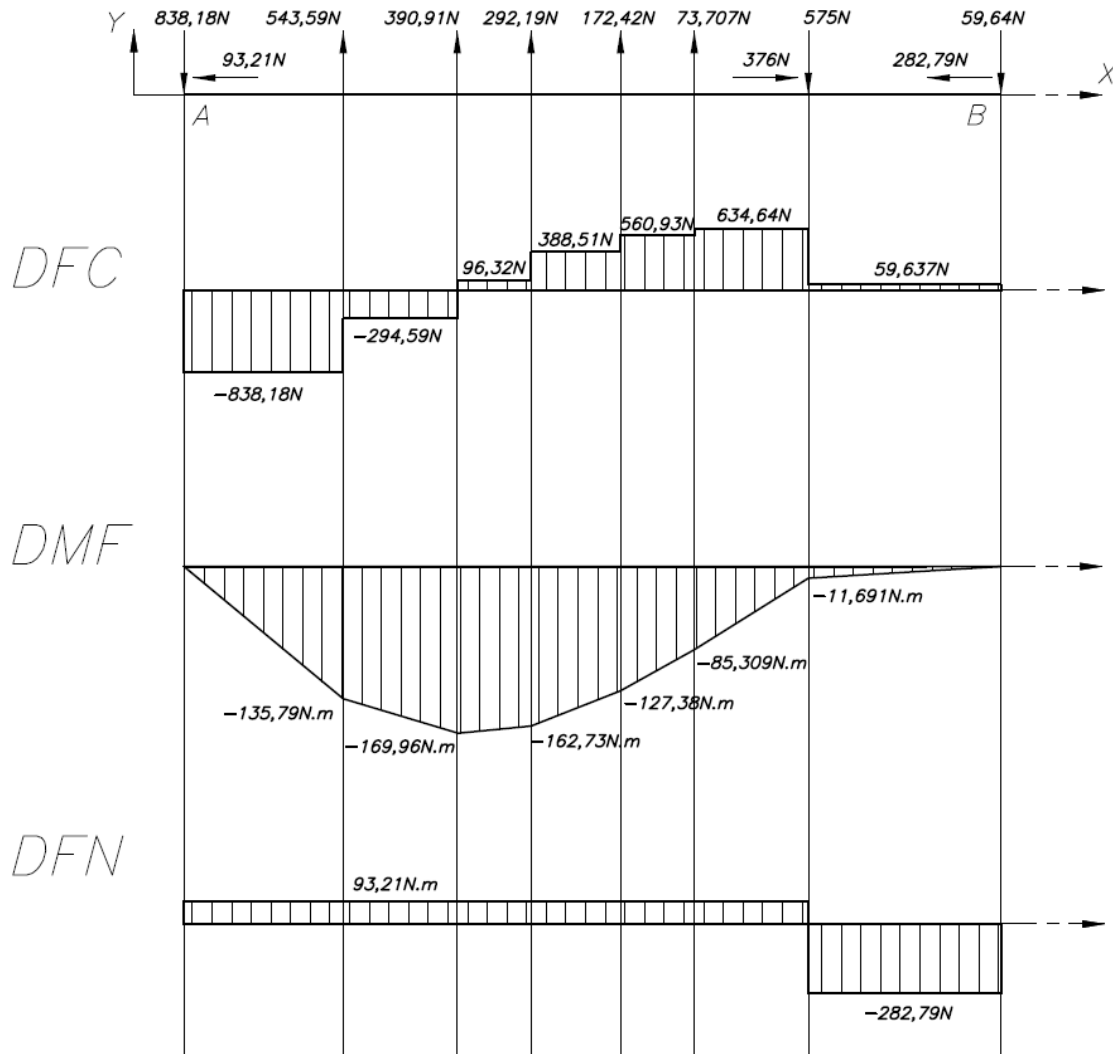
K - J



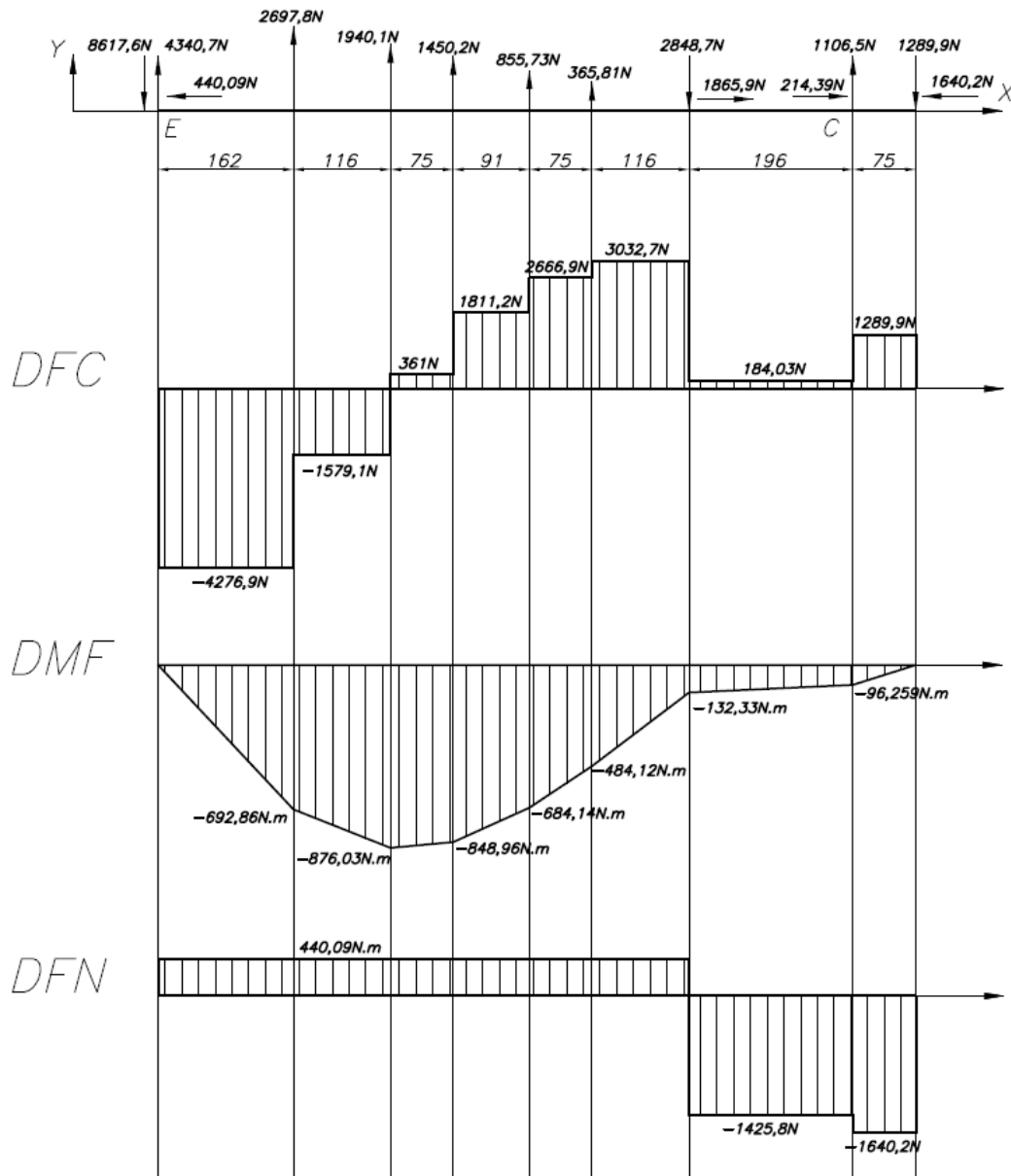
H - I



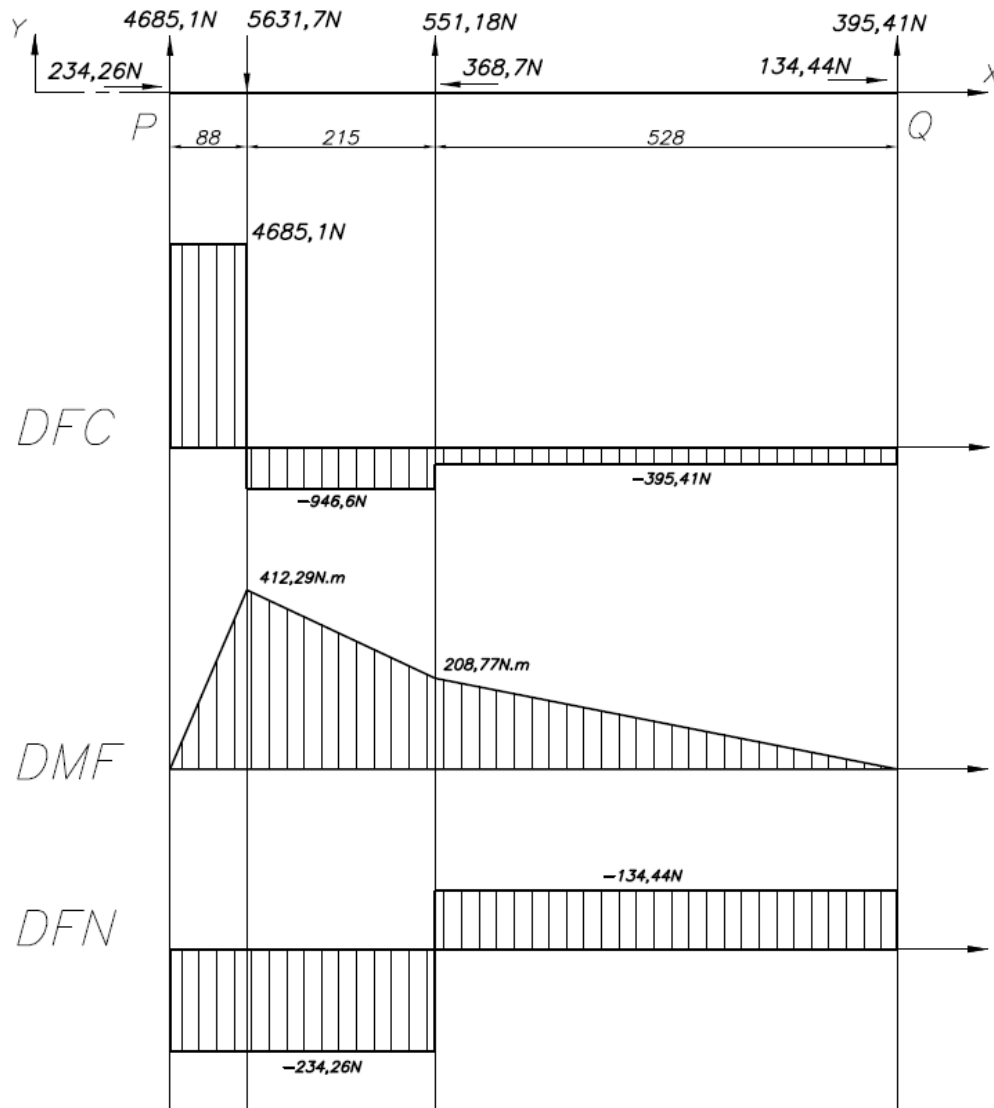
En perfil A - B de estructura inferior



En perfil E - C de estructura inferior



En perfil P - Q de estructura inferior



Anexo 08

RODAMIENTOS Y ASIENTOS EN EJES Y EN ALOJAMIENTOS

Extraído del Catálogo General de SKF [SKF,2008]

Precisión de forma y de posición

Selección del tamaño del rodamiento

Capacidad de carga y vida nominal - Cargas estáticas

La capacidad de carga estática C_0 se usa en los cálculos cuando los rodamientos deben

- girar a velocidades muy bajas ($n < 10$ rpm),
- realizar movimientos oscilantes muy lentos,
- permanecer estacionarios bajo carga durante largos períodos de tiempo.

También se debe comprobar el factor de seguridad de las cargas de poca duración, como las cargas de choque o las cargas elevadas de pico que actúan sobre un rodamiento rotativo (sometido a esfuerzos dinámicos) o estacionario.

La capacidad de carga estática se define según la ISO 76:1987 como la carga estática que corresponde a una tensión de contacto calculada en el centro de la superficie de contacto más cargada entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura de

- 4. 600 MPa para rodamientos de bolas a rótula;
- 4. 200 MPa para el resto de rodamientos de bolas;
- 4. 000 MPa para todos los rodamientos de rodillos.

Esta tensión produce la deformación permanente total del elemento rodante y del camino de rodadura, que es aproximadamente igual al 0,0001 del diámetro del elemento rodante. Las cargas son puramente radiales para los rodamientos radiales, y para los rodamientos axiales son cargas axiales centradas.

La verificación de las cargas estáticas de los rodamientos se realiza comprobando el factor de seguridad estático de la aplicación, que se define como:

$$s_0 = C_0/P_0$$

donde

C_0 = capacidad de carga estática, kN

P_0 = carga estática equivalente, kN

s_0 = factor de seguridad estática

En el cálculo de la carga estática equivalente se debe utilizar la carga máxima que pueda soportar un rodamiento. En la sección "Selección del tamaño del rodamiento utilizando la capacidad de carga estática" encontrará más información acerca de los valores recomendados para el factor de seguridad y el modo de calcularlo.

Valores orientativos para factores de seguridad s_0

Tabla 10: Valores orientativos para el factor de seguridad estática s_0

Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios						Rodamientos estacionarios	
	Requisitos relativos al funcionamiento silencioso sin importancia		normales		alto		Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Suave, sin vibración	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque notables ¹⁾	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula se recomienda utilizar $s_0 \geq 4$, para los rodamientos de rodillos cónicos sin jaula (rodamientos de tornillos) $s_0 \geq 2,5$, y para los rodamientos de rodillos cónicos y cilíndricos con jaulas de acero con pasadores $s_0 \geq 2$

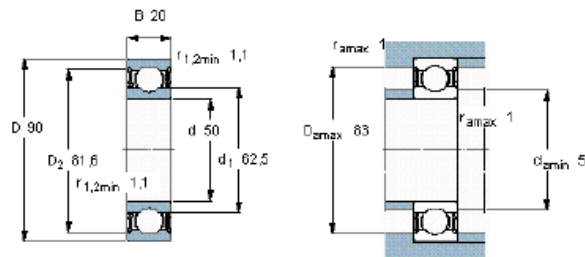
1) Cuando no se conoce la magnitud de la carga de choque, deberán utilizarse valores de s_0 por lo menos iguales a los mencionados más arriba. Si la magnitud de las cargas de choque se conoce con exactitud, se pueden aplicar valores de s_0 menores

Rodamiento para rodillos 6210-2RS1

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, obturaciones rozantes en ambos lados

Tolerancias , ver también el texto
 Juego radial interno , ver también el texto
 Ajustes recomendados
 Tolerancias del eje y del alojamiento

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
50	90	20	37,1	23,2	0,98	-	4800	0,46	6210-2RS1 *



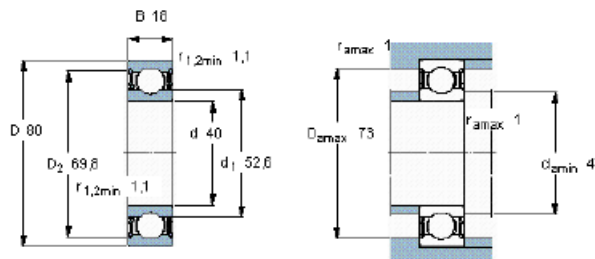
Factores de cálculo
 k_r 0,025
 f_0 14

Rodamiento para rueda dentada superior 6208-2RS1

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, obturaciones rozantes en ambos lados

Tolerancias , ver también el texto
 Juego radial interno , ver también el texto
 Ajustes recomendados
 Tolerancias del eje y del alojamiento





Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
40	80	18	32,5	19	0,8	-	5800	0,37	6208-2RS1 *



Factores de cálculo
 k_r 0,025
 f_0 14

Precisión de forma y de posición para asientos en ejes y alojamientos

Tabla 3: Precisión de forma y de posición para los asientos de rodamientos en ejes y alojamientos

Superficie	Característica	Símbolo de la característica y zona de tolerancia	Desviaciones permisibles Rodamientos con clase de tolerancia ¹⁾ Normal, CLN P6 P5				Explicación
Asiento cilíndrico							Para requisitos normales
Cilindricidad		t ₁	IT5/2	IT4/2	IT3/2	IT2/2	Para requisitos especiales de precisión de giro o incluso de apoyo
Variación radial total		t ₃	IT5/2	IT4/2	IT3/2	IT2/2	
Resalte plano		t ₂	IT5	IT4	IT3	IT2	
Variación axial total		t ₄	IT5	IT4	IT3	IT2	

¹⁾ Para rodamientos de gran precisión (clase de tolerancia P4 etc.) ver el catálogo "High-precision bearings" (tabla).



2. Magnitud de la carga

El ajuste de interferencia del aro interior de un rodamiento en su asiento se aflojará a medida que se incremente la carga, ya que el aro se deformará. Bajo una carga rotativa, el aro comenzará a girar con respecto al eje. Por tanto, el grado de interferencia debe estar relacionado con la magnitud de la carga. Cuanto mayor sea la carga, mayor es el ajuste de interferencia requerido (fig 15). También se deben considerar las cargas de choque y las vibraciones.

La magnitud de la carga se define como:

- $P \leq 0,05 C$ - carga ligera
- $0,05 C < P \leq 0,1 C$ - carga normal
- $0,1 C < P \leq 0,15 C$ - carga pesada
- $P > 0,15 C$ - carga muy pesada.

Condiciones de giro

Condiciones	
Aro interior fijo Aro exterior giratorio Dirección de la carga constante	Demo 2
Carga fija en el aro interior Carga giratoria en el aro exterior	
Es necesario un ajuste de interferencia entre el aro exterior y el alojamiento ya que la carga varía de dirección respecto del aro exterior. Puede utilizarse un ajuste libre entre el aro interior y el eje ya que la carga tiene una dirección constante respecto al aro interior.	
Ejemplo: Rodillos de transportadores, rodamientos de cubo de rueda para vehículos	

La carga es "fija" cuando el aro del rodamiento y la carga permanecen fijos, o si el aro y la carga giran a la misma velocidad, de manera que la carga siempre permanece en el mismo punto del camino de rodadura. En estas condiciones, el aro del rodamiento normalmente no girará sobre su asiento. Por tanto, no hace falta que el aro tenga un ajuste con interferencia, a no ser que sea necesario por otros motivos.

Ajustes para ejes macizos de acero

Tabla T1: Ajustes para ejes macizos de acero

Rodamientos radiales con agujero cilíndrico (excepto rodamientos de alta precisión)
Cálculos y presentación de gráficos

Condiciones ¹⁾	Ejemplos	Diámetro del eje en mm					Tolerancia
		Rodamientos de bola ¹⁾	Rodamientos de rodillos cilíndricos	Rodamientos de agujas (con aro interior)	Rodamientos de rodillos cónicos	Rodamientos CARB y de rodillos a rótula	
Carga rotativa sobre el aro interior o dirección indeterminada de la carga							
Cargas ligeras y variables (P ≤ 0,05 C)	Transportadores, rodamientos con cajas de engranajes ligeramente cargadas	≤ 17 (17) a 100 (100) a 140 -	- ≤ 25 (25) a 60 (60) a 140	- ≤ 40 (40) a 100 -	- ≤ 25 (25) a 60 (60) a 140	- - - -	js5 (h5) ²⁾ j6 (j5) ²⁾ k6 m6
Cargas normales y pesadas (P > 0,05 C)	Aplicaciones de rodamientos generalmente, motores eléctricos, turbinas, bombas, engranajes, máquinas que trabajan con madera, molinos de viento	≤ 10 (10) a 17 (17) a 100 - (100) a 140 (140) a 200 - (200) a 500 - > 500 -	- - ≤ 30 (30) a 50 - (50) a 65 (65) a 100 (100) a 280 - (280) a 500 - > 500	- - ≤ 40 - (40) a 100 (100) a 140 - (140) a 200 (200) a 400 - (280) a 500 -	- - ≤ 40 - (40) a 65 - (65) a 200 (200) a 360 - (360) a 500 - > 500	- - - - 25 a 40 - (40) a 60 (60) a 100 (100) a 200 - (200) a 500 - > 500	js5 j5 (js5) ²⁾ k5 ³⁾ k6 m5 m6 n5 ⁴⁾ n6 ⁴⁾ p6 ⁵⁾ p7 ⁴⁾ r6 ⁴⁾ r7 ⁴⁾
Cargas pesadas a muy pesadas y cargas de choque con condiciones de trabajo difíciles (P > 0,1 C)	Cajas de grasa para vehículos ferroviarios pesados, motores de tracción, máquinas de laminado	- - - - -	(50) a 65 (65) a 85 (85) a 140 (140) a 300 (300) a 500 - > 500	- (50) a 140 (140) a 200 > 200 -	- (50) a 110 (110) a 200 (200) a 500 -	(50) a 70 - (70) a 140 (140) a 280 (280) a 400 - > 400	n5 ⁴⁾ n6 ⁴⁾ p6 ⁵⁾ r6 ⁷⁾ (280) a 400 s6 _{min} ± IT6/2 ⁶⁾ s7 _{min} ± IT7/2 ⁶⁾
Grandes exigencias en cuanto a la precisión de funcionamiento con cargas ligeras (P ≤ 0,05 C)	Máquinas herramienta	8 a 240 - - -	- 25 a 40 (40) a 140 (140) a 200 (200) a 500	- ≤ 40 (40) a 140 (40) a 200 > 200	- 25 a 40 (40) a 140 (40) a 200 (200) a 500	- - - -	js4 js4 (j5) ⁹⁾ k4 (k5) ⁹⁾ m5 n5
Carga fija sobre el aro interior							
Es preferible que el aro interior pueda desplazarse axialmente fijos (ruedas locas) fácilmente sobre el eje							g6 ¹⁰⁾
No es necesario que el aro interior pueda deslizarse fácilmente sobre el eje	Poleas tensoras, poleas para cable						h6

Ajustes para soportes de fundición y de acero

Tabla T5: Ajustes para soportes de fundición y de acero - Rodamientos radiales (excepto rodamientos de alta precisión) en soportes enterizos
Cálculos y presentación de los gráficos

Condiciones de la aplicación	Ejemplos	Tolerancia ¹⁾	Desplazamiento del aro exterior
Carga rotativa sobre el aro exterior			
Cargas elevadas sobre rodamientos en soportes de paredes delgadas, cargas de choque elevadas (P > 0,1 C)	Cubos de rueda con rodamientos de rodillos, cabezas de articulación	P7	No es posible el desplazamiento
Cargas normales a elevadas (P > 0,05 C)	Cubos de rueda con rodamientos de bolas, cabezas de articulación, ruedas de translación en grúas	N7	No es posible el desplazamiento
Cargas ligeras y variables (P ≤ 0,06 C)	Rodillos transportadores, poleas para cables, poleas tensoras	M7	No es posible el desplazamiento
Sentido indeterminado de la carga Cargas de choque elevadas	Motores eléctricos de tracción	M7	No es posible el desplazamiento
Cargas normales a elevadas (P > 0,06 C), no es necesario que pueda desplazarse el aro exterior	Motores eléctricos, bombas, rodamientos para cigüeñales	K7	No es posible el desplazamiento en general
Funcionamiento preciso o silencioso²⁾			
Rodamientos de bolas	Motores eléctricos pequeños	J6 ³⁾	Es posible el desplazamiento
Rodamientos de rodillos cónicos	Con ajuste en el aro exterior Aro exterior fijado axialmente Carga rotativa sobre el aro exterior	JS5 K5 M5	- - -

1) Para los rodamientos de bolas con D ≤ 100 mm, a menudo se prefiere el grado de tolerancia IT6 y se recomienda para rodamientos con aros de paredes delgadas, por ejemplo, las Series de Dimensiones 7, 8 ó 9. Para estas series, también se recomienda una tolerancia de cilindricidad IT4

2) Para rodamientos de alta precisión (clase de tolerancia P5 o superior) se aplican otras recomendaciones, ver también la [tabla T7](#)

3) Cuando se precise que el aro exterior pueda desplazarse fácilmente, se debe usar H6 en lugar de J6

Tuerca de fijación con arandela de retención

Tuercas de fijación KM(L) con arandela de fijación

Tamaño de la rosca	Dimensiones			Capacidad de carga axial estática	Masa	Designaciones		
	d ₃	B	G			Tuerca de fijación	Arandela de retención adecuada	Llave de gancho adecuada
mm	mm		-	kN	kg	-		
10	18	4	M 10x0.75	9,8	0,004	KM 0	MB 0	HN 0
12	22	4	M 12x1	11,8	0,006	KM 1	MB 1	HN 1
15	25	5	M 15x1	14,6	0,009	KM 2	MB 2	HN 2-3
17	28	5	M 17x1	19,6	0,015	KM 3	MB 3	HN 2-3
20	32	6	M 20x1	24	0,025	KM 4	MB 4	HN 4
25	38	7	M 25x1.5	31,5	0,028	KM 5	MB 5	HN 5-6
30	45	7	M 30x1.5	36,5	0,039	KM 6	MB 6	HN 5-6
35	52	8	M 35x1.5	50	0,059	KM 7	MB 7	HN 7
40	58	9	M 40x1.5	62	0,078	KM 8	MB 8	HN 8-9
45	65	10	M 45x1.5	78	0,11	KM 9	MB 9	HN 8-9
50	70	11	M 50x1.5	91,5	0,14	KM 10	MB 10	HN 10-11
55	75	11	M 55x2	91,5	0,15	KM 11	MB 11	HN 10-11
60	80	11	M 60x2	95	0,16	KM 12	MB 12	HN 12-13
65	85	12	M 65x2	108	0,19	KM 13	MB 13	HN 12-13
70	92	12	M 70x2	118	0,23	KM 14	MB 14	HN 14
75	98	13	M 75x2	134	0,27	KM 15	MB 15	HN 15
80	105	15	M 80x2	173	0,36	KM 16	MB 16	HN 16
85	110	16	M 85x2	190	0,41	KM 17	MB 17	HN 17
90	120	16	M 90x2	216	0,51	KM 18	MB 18	HN 18-20
95	125	17	M 95x2	236	0,55	KM 19	MB 19	HN 18-20
100	130	18	M 100x2	255	0,64	KM 20	MB 20	HN 18-20
105	140	18	M 105x2	290	0,79	KM 21	MB 21	HN 21-22
110	145	19	M 110x2	310	0,87	KM 22	MB 22	HN 21-22
115	150	19	M 115x2	315	0,91	KM 23	MB 23	TMFN 23-30
120	145	20	M 120x2	265	0,69	KML 24	MBL 24	HNA 14-24

Anexo 09

INFORMACIÓN SOBRE SOLDADURA

Extraído del Eurocódigo [EUROCODE 3,2004] y de Elementos de máquinas [NIEMANN,1973].

Espesor de cordón mínimo en función del espesor a soldar

t (mm)	a _{min} (mm)
4,0 a 7,0	2,5
7,1 a 8,4	3,0
8,5 a 9,9	3,5
10,0 a 12,0	4,0
12,1 a 13,4	4,5
13,5 a 15,5	5,0
15,6 a 18,3	5,5
18,4 a 21,2	6,0
21,3 a 24,0	6,5
24,1 a 26,8	7,0
26,9 a 31,1	7,5
31,2 a 36,0	8,0

Ref. Eurocódigo

Factor de forma o factor de concentración de esfuerzos efectivo (v_1)

Unión a tope	Denominación	Chapa entera	Cordón en V	Cordón en V, raíz soldada	Cordón en V mecanizado	Cordón en X	Cordón oblicuo en V
	Representación del cordón						
v_1	Tracción-compresión	1	0,5	0,7	0,92	0,7	0,8
	Flexión	1,2	0,6	0,84	1,1	0,84	0,98
	Cortadura	0,8	0,42	0,56	0,73	0,56	0,65

Unión en T	Denominación	Doble cordón (en ángulo) abombado	Cordón plano	Cordón cóncavo	Cordón (en ángulo) plano	Cordón HV raíz soldada con cordón en ángulo	Cordón K con dolbe cordón en ángulo	Cordón en X
	Espesor del cordón	2a	2a	2a	a	s	s	s
	Representación del cordón							
v_1	Tracción-compresión	0,32	0,35	0,41	0,22	0,63	0,56	0,7
	Flexión	0,69	0,7	0,87	0,11	0,8	0,8	0,84
	Cortadura	0,32	0,35	0,41	0,22	0,5	0,45	0,56

Unión esquinada	Denominación	Cordón (en ángulo) plano	Doble cordón (en ángulo) plano	Cordón esquinado a tope	Cordón esquinado en X
	Espesor del cordón	a	2a	s	2a
	Representación del cordón				
v_1	Tracción-compresión	0,22	0,3	0,45	0,6
					0,35

Factor de calidad de la unión (v_2)

CALIDAD	v_2
I	1,0
II	0,8
III	0,5

Guía para determinar la calidad de uniones soldadas (DIN 1912)

		Calidad		
		I	II	III
Material	Garantizado para soldar	•	•	•
Preparación	Dirigida por especialista	•	•	•
	Vigilada	•	•	
Método de soldadura	Seleccionado de acuerdo con las propiedades del material, el espesor de las piezas y las cargas de la unión soldada.	•	•	•
Material de aporte	Seleccionado de acuerdo al material base	•	•	•
	Selección verificada y garantizada.	•	•	
Personal	Soldador calificado con supervisión en su Trabajo	•	•	
Verificación	Comprobación de ausencia de fallas (ultrasonido, rayos x, etc.)	•		

Factor según material base (β_w)

Acero *	σ_F (N/mm ²)	σ_B (N/mm ²)	β_w
S235	235	360	0,80
S275	275	430	0,85
S355	355	520	0,90
S420	420	540	1,0
S460	460	570	1,0

* designación según Euronorma

Los factores β_w de ser necesario se interpolan en función de σ_B

Anexo 10

ANILLO DE FIELTRO SERIE FI

Extraído de DIN 5419

Denominación abreviada	Dimensiones						
	anillo de fieltro			eje $d_3^{1)}$ mm	ranura circular		
	d_1	d_2 mm	b		d_4	d_5 mm	t
Fi 5	20	30	4	20	21	31	3
Fi 6	25	37	5	25	26	38	4
Fi 7	30	42	5	30	31	43	4
Fi 8	35	47	5	35	36	48	4
Fi 9	40	52	5	40	41	53	4
Fi 10	45	57	5	45	46	58	4
Fi 11	50	66	6,5	50	51	67	5
Fi 12	55	71	6,5	55	56	72	5
Fi 13	60	76	6,5	60	61,5	77	5
Fi 15	65	81	6,5	65	66,5	82	5
Fi 16	70	88	7,5	70	71,5	89	6
Fi 17	75	93	7,5	75	76,5	94	6
Fi 18	80	98	7,5	80	81,5	99	6
Fi 19	85	103	7,5	85	86,5	104	6
Fi 20	90	110	8,5	90	92	111	7
Fi 21	95	115	8,5	95	97	116	7

¹⁾ La tolerancia de fabricación del eje no debe sobrepasar el campo de tolerancia h 11.

Anexo 11

INFORMACIÓN DE MATERIALES

Extraído de catálogo de Aceros Arequipa [ACEROS AREQUIPA, 2010] y Resistencia de materiales 2 [Rodríguez, 2006]

Canales U

DENOMINACIÓN:

C(U) A36

DESCRIPCIÓN:

Producto de acero laminado en caliente cuya sección tiene la forma de U.

USOS:

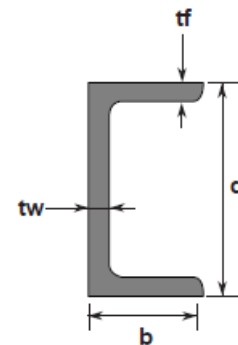
En la fabricación de estructuras metálicas como vigas, viguetas, carrocerías, etc.

NORMA TÉCNICA:

ASTM A36 / A36 M

PRESENTACIÓN:

Canales U hasta de 4" se producen en longitudes de 6 metros; se suministra en paquetones de 1 TM. Canales mayores a 6" se comercializa en longitud de 20 pies (6096mm). Se suministran en unidades.



DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES

Designación	Area (pulg ²)	Altura d (pulg)	Ala (pulg)		Espesor del Alma tw (pulg)	Peso Estimado	
			Longitud b	Espesor tf		kg/m	kg/20 pies
2" x 2.58 lbs/pie	0.76	2.00	1.000	0.187	0.187	3.82	22.93 *
3" x 4.10 lbs/pie	1.21	3.00	1.410	0.273	0.170	6.12	36.72 *
3" x 5.0 lbs/pie	1.47	3.00	1.498	0.273	0.258	7.43	44.61 *
4" x 5.4 lbs/pie	1.59	4.00	1.584	0.296	0.184	8.03	48.25 *
4" x 7.25 lbs/pie	2.13	4.00	1.721	0.296	0.321	10.77	64.64 *
6" x 8.20 lbs/pie	2.40	6.00	1.920	0.343	0.200	12.20	74.37
6" x 10.5 lbs/pie	3.09	6.00	2.034	0.343	0.314	15.62	95.22
8" x 11.5 lbs/pie	3.38	8.00	2.260	0.390	0.220	17.11	104.30
10" x 15.3 lbs/pie	4.49	10.00	2.600	0.436	0.240	22.77	138.80
12" x 20.7 lbs/pie	6.09	12.00	2.942	0.501	0.282	30.80	187.75

* Longitud de 6m.

REQUERIMIENTOS QUÍMICOS EN LA CUCHARA (%):

C = 0.26 máx. P = 0.040 máx. S = 0.050 máx. Si = 0.40 máx.

PROPIEDADES MECÁNICAS:

Limite de Fluencia, mínimo = 2530 kg/cm²
 Resistencia a la Tracción = 4080 - 5620 kg/cm²
 Alargamiento en 200 mm, mínimo = 20% ⁽¹⁾
 Soldabilidad = Buena

⁽¹⁾ Para espesores de Alma menores que 0.315" se ajustará según ASTM A6.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES:

Dimensiones Nominales	Altura d (mm)	Ancho b (mm)	Flecha Máxima (mm)
2"	± 1.58	± 1.58	2.0
3" y 4"	+ 2.38	± 3.17	
6"	- 1.58		
8", 10" y 12"	+ 3.17	+ 3.17	- 3.96
	- 2.38	- 3.96	

Tolerancia en la longitud: - 0 / + 50 mm

Barras redondas

Barras Redondas Lisas



DIMENSIONES	
Sistema Inglés (pulgadas)	
3/8	1 1/4
1/2	1 3/8
5/8	1 1/2
3/4	1 3/4
7/8	2
1	2 1/4
1 1/8	2 1/2

NORMAS TÉCNICAS:

Composición Química : ASTM A36, SAE 1045

Tolerancias Dimensionales

- Barras de diámetros \leq a 1" : ISO 1035/4
- Barras de diámetros $>$ a 1" : ASTM A6 / A6M

PRESENTACIÓN:

Se producen en longitudes de 6 metros.

Las barras de diámetros mayores a 1" se entregan además pulidas. Se suministran en varillas y en paquetones de 2 TM, los cuales están formados por 2 paquetes de 1 TM c/u. La calidad 1045 se identifica con los colores blanco o blanco y negro.

USOS:

Estructuras metálicas de todo tipo, construcción de puertas, portones, cercos, marcos de ventanas, rejas de protección y decorativas, barandas, carpintería metálica artística, muebles, mesas, sillas, adornos, herramientas (martillos, tenazas, cinceles, etc), pernos, tuercas (por recalado o mecanizado), ejes, pines, pasadores, etc.

PROPIEDADES MECÁNICAS:

ASTM A36: Límite de Fluencia mínimo	= 2,530 kg/cm ² (*)
Resistencia a la Tracción	= 4,080 - 5,620 kg/cm ² (*)
Alargamiento en 200 mm	= 20.0 % mínimo
SAE 1045 : Límite de Fluencia mínimo	= 4,000 - 5,500 kg/cm ² (*)
Resistencia a la Tracción	= 6,700 - 8,200 kg/cm ² (*)
Alargamiento en 200 mm	= 12.0 % mínimo

(*) Valores referenciales.

Planchas gruesas

Planchas Gruesas LAC



Planchas de acero laminadas en caliente con bordes de laminación de espesores mayores que 4.75 mm.

NORMAS TÉCNICAS:

Comercial : ASTM A1011 Tipo B

Estructural : ASTM A36

USOS:

Construcción de silos, plataformas, embarcaciones, equipamiento pesado, carrocerías, etc.

(1) Previa consulta y a pedido, también se suministra en otras longitudes.

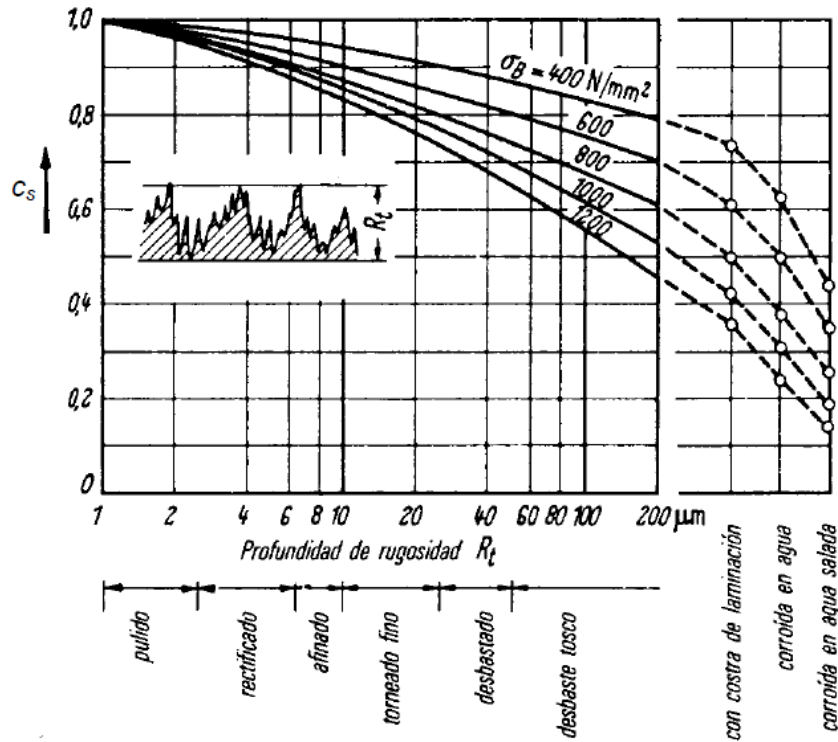
PGLAC A1011 Tipo B (mm)	DIMENSIONES NOMINALES (1)		
	PGLAC A36 (mm)		
5.9 x 1,200 x 2,400	6.0 x 1,500 x 6,000	12.0 x 2,400 x 6,000	32.0 x 1,500 x 6,000
	8.0 x 1,200 x 2,400	12.0 x 3,000 x 6,000	32.0 x 2,400 x 6,000
	8.0 x 1,500 x 6,000	16.0 x 1,500 x 6,000	32.0 x 3,000 x 6,000
	8.0 x 2,400 x 6,000	16.0 x 2,400 x 6,000	38.0 x 1,500 x 6,000
	8.0 x 3,000 x 6,000	16.0 x 3,000 x 6,000	38.0 x 2,400 x 6,000
	9.0 x 1,200 x 2,400	19.0 x 1,500 x 6,000	38.0 x 3,000 x 6,000
	9.0 x 1,500 x 6,000	19.0 x 2,400 x 6,000	50.0 x 1,500 x 6,000
	9.0 x 2,400 x 6,000	19.0 x 3,000 x 6,000	50.0 x 2,400 x 6,000
	9.0 x 3,000 x 6,000	25.0 x 1,500 x 6,000	50.0 x 3,000 x 6,000
	12.0 x 1,200 x 2,400	25.0 x 2,400 x 6,000	
	12.0 x 1,500 x 6,000	25.0 x 3,000 x 6,000	

Coeficiente de carga (C_{carg})

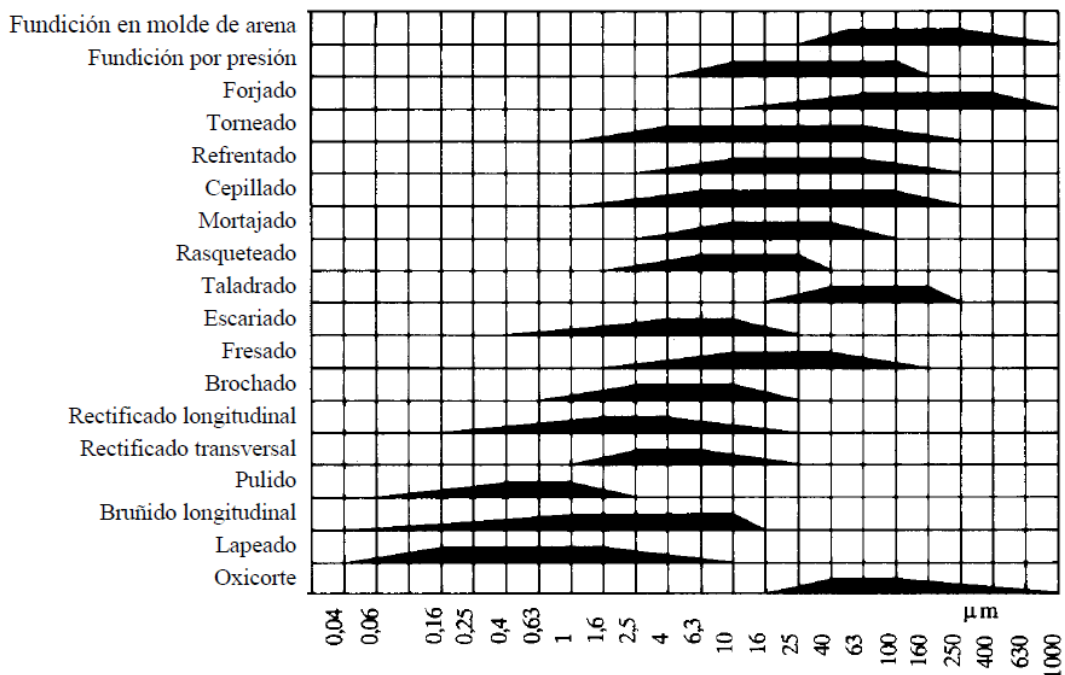
Tipo de carga	C_{carg}
Flexión	1,0
Axial	0,85
Torsión	1,00

Coeficiente de acabado superficial (C_s)

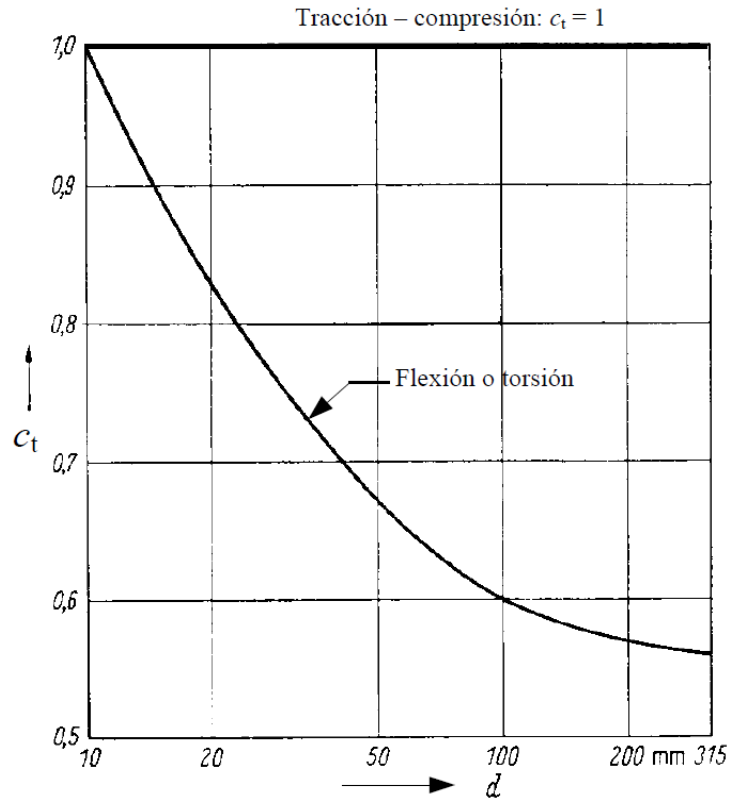
Valor medio de la rugosidad: $R_a \cong 0,1 R_z^{1,15}$ (donde $R_z \cong R_t$)



Profundidad promedio de rugosidad (R_z)



Coefficiente de tamaño (C_t)



Coefficiente de temperatura (C_{temp})

T (°C)	C_{temp}
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,927
400	0,922
450	0,840
500	0,766
550	0,670
600	0,546

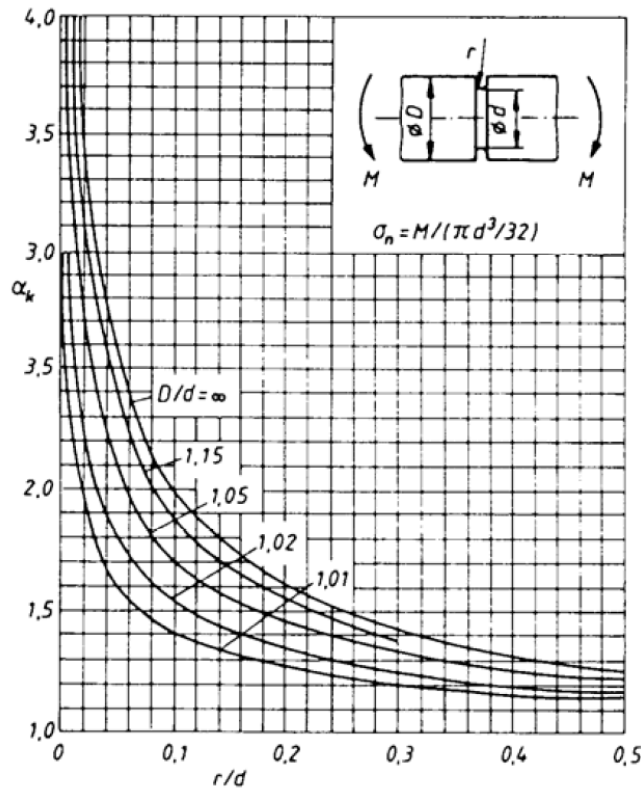
Coefficiente de confiabilidad estadística (C_c)

Confiabilidad R	c_c
0,50	1,000
0,90	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,999 9	0,702
0,999 99	0,659
0,999 999	0,620
0,999 999 9	0,584
0,999 999 99	0,551
0,999 999 999	0,520

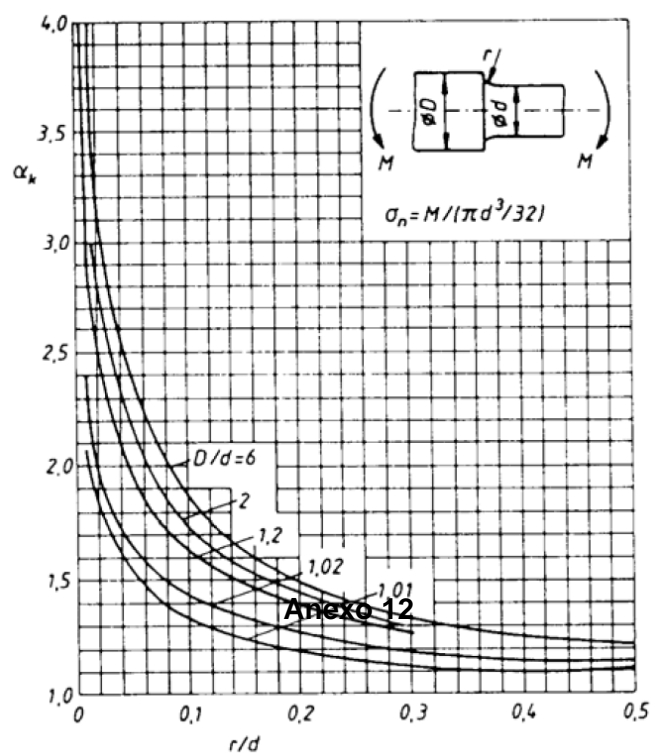
Factor efectivo de concentración de esfuerzos (β_K)

Tipo del concentrador de esfuerzos		Factor efectivo de concentración de esfuerzos β_K	
		Para flexión β_K	Para torsión β_K
Canal redondeado		1,5 ... 2	1,3 ... 1,8
Canal rectangular para anillos de seguridad (tipo Seeger)		2,5 ... 3,5	2,5 ... 3,5
Cambio de sección con redondeo (valores más exactos ver Capítulo 2)		$\approx 1,5$ para $\rho/d = 0,1$ y $d/D = 0,7$	$\approx 1,25$ para $\rho/d = 0,1$ y $d/D = 0,7$
Agujero transversal		1,4 ... 1,8 para $d/D = 0,7$	1,4 ... 1,8 para $d/D = 0,7$
Canal chavetero (fabricado con fresa de dedo)		1,6 ... 2	1,3
Canal chavetero (fabricado con fresa de disco)		1,3 ... 1,5	1,3 ... 1,5
Unión mediante apriete de interferencia (zunchado)		1,7 ... 1,9	1,3 ... 1,4
Unión mediante chaveta		2 ... 2,4	1,5 ... 1,6

Factor geométrico de concentración de esfuerzos para ejes de canal circunferencial (α_k)



Factor geométrico de concentración de esfuerzos para ejes con reducción de sección (α_k)

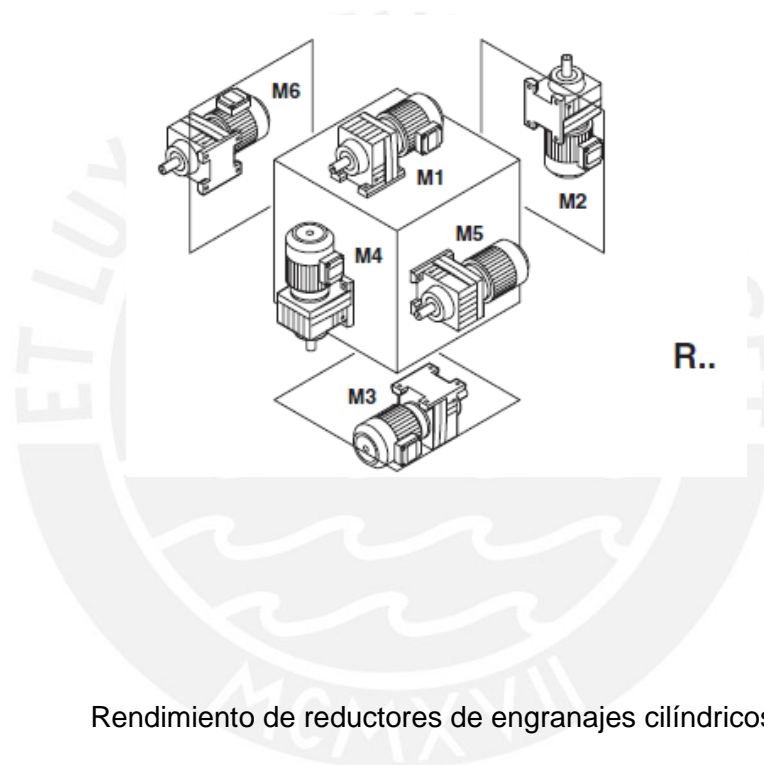


Anexo 12

CATÁLOGO SEW EURODRIVE PARA MOTORREDUCTOR

Extraído de la guía de Reductores y Motores de SEW Eurodrive [SEW EURODRIVE,2010]

Posición del motorreductor



Rendimiento de reductores de engranajes cilíndricos

**Reductores R,
F y K**

En los reductores de engranajes cilíndricos, de ejes paralelos y de grupo cónico, el rendimiento depende del número de etapas de engranaje, quedando entre el 94 % (3 etapas) y 98 % (1 etapa).

Factor de servicio f_B

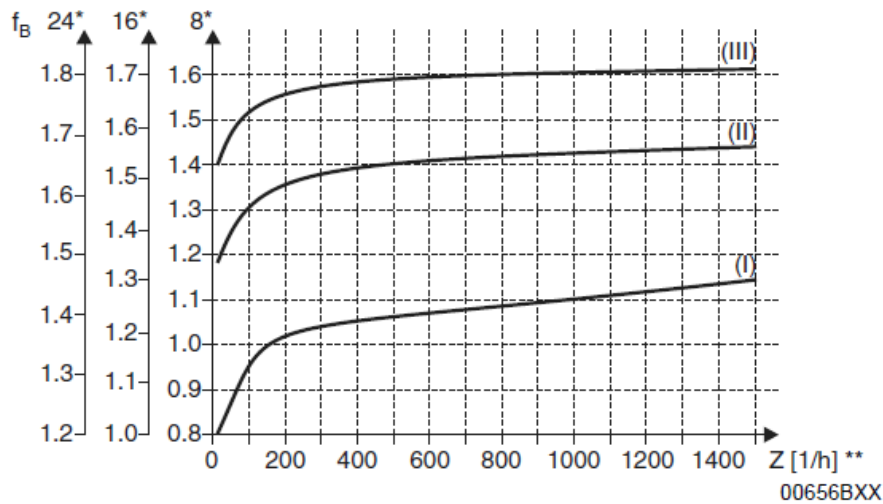


Fig. 8: Factor de servicio f_B

* Funcionamiento diario en horas/día

** Frecuencia de conexión Z: como conexiones se entienden todos los procesos de arranque y frenado, así como pasos de bajas a altas revoluciones y al contrario.

Se distinguen tres grados de impulsión:

- (I) Homogéneo, factor de aceleración de masas permitido $\leq 0,2$
- (II) No homogéneo, factor de aceleración de masas permitido ≤ 3
- (III) Extremadamente no homogéneo, factor de aceleración de masas permitido ≤ 10

Factor adicional f_z

Para calcular la carga radial resultante debe tenerse en cuenta qué elemento de transmisión se encuentra montado en el extremo del eje. Con los distintos elementos de transmisión deben tenerse en cuenta los siguientes factores adicionales f_z .

Elemento de transmisión	Factor adicional f_z	Observaciones
Engranajes	1.15	< 17 dientes
Piñones de arrastre	1.40	< 13 dientes
Piñones de arrastre	1.25	< 20 dientes
Poleas de correa trapezoidal estrecha	1.75	Influencia de la tensión previa
Poleas de correa plana	2.50	Influencia de la tensión previa
Poleas de correa dentada	1.50	Influencia de la tensión previa

Factor de aumento de potencia K

Siempre que no se indique lo contrario, la potencia nominal del motor se aplica para el modo de funcionamiento S1 (100 % ED) según IEC 60034 (EN 60034). Si un motor diseñado para S1 y 100 % ED se pone en servicio en los modos S2 "Funcionamiento a intervalos" o S3 "Funcionamiento intermitente", la potencia nominal según la placa de características se podrá multiplicar por el factor de aumento de la potencia K.

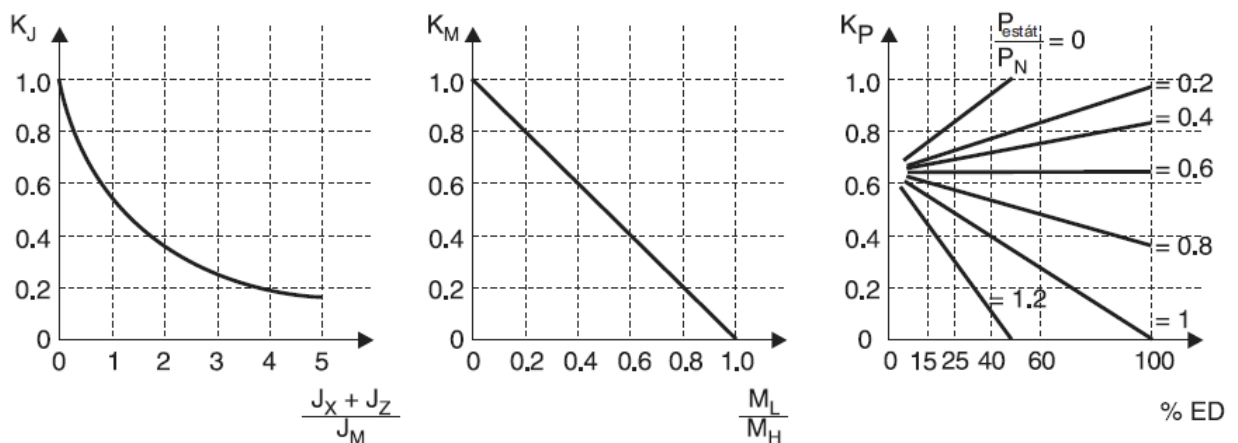
Modo de funcionamiento			Factor de aumento de la potencia K
S2	Duración de funcionamiento	60 min	1.1
		30 min	1.2
		10 min	1.4
S3	Duración de conexión relativa (ED)	60 %	1.1
		40 %	1.15
		25 %	1.3
		15 %	1.4
S4...S10	Para determinar la potencia nominal y el modo de funcionamiento se deben indicar el número y el tipo de conexiones por hora, el tiempo de arranque, el tipo de frenado, el tiempo de frenado, el tiempo de marcha en vacío, la duración de ciclo, el tiempo de reposo y la demanda de potencia.		Por encargo

Factores K_J , K_M y K_P

En función del momento de inercia adicional

En función del par de carga durante el arranque

En función de la potencia estática y la duración de conexión relativa ED



00628BXX

Fig. 42: Dependencia de la frecuencia de conexión

J_X = Suma de todos los momentos de inercia externos en relación al eje del motor

M_H = Par de arranque del motor

J_Z = Momento de inercia del ventilador pesado

$P_{estát}$ = Demanda de potencia tras el arranque (potencia estática)

J_M = Momento de inercia del motor

P_N = Potencia nominal del motor

M_L = Par de carga durante el arranque

% ED = Duración de conexión relativa

Información técnica del motorreductor R87 DT90S4

Selections
Gearmotors

Motor Power P _n HP	Output Speed n _a rpm	Service Factor	Torque T _a lb-in	OHL F _{Ra}	Ratio i	Gear Stages 1)		Gear	Model Motor
						Pri.	Sec.		
1.5	27.0	1.1	3570	1480	64.85	3	-	R57	DT90S4
	26.0	2.0	3620	2800	65.77	3	-	R77	DT90S4
	25.0	1.1	3810	1500	69.23	3	-	R57	DT90S4
	25.0	1.4	3840	2050	69.75	3	-	R67	DT90S4
	24.0	1.4	3870	2040	46.29	3	-	R67	DT90L6
	24.0	3.4	3990	4490	72.57	3	-	R87	DT90S4
	23.0	1.3	4080	2000	74.17	3	-	R67	DT90S4
	22.0	1.7	4250	2730	77.24	3	-	R77	DT90S4
	21.0	1.6	4500	2710	81.80	3	-	R77	DT90S4
	21.0	3.0	4500	4490	81.92	3	-	R87	DT90S4
	20.0	1.1	4740	1860	86.11	3	-	R67	DT90S4
	19.0	1.4	5110	2630	92.97	3	-	R77	DT90S4
	18.0	1.0	5270	1710	95.91	3	-	R67	DT90S4
	18.0	2.7	5130	4490	93.38	3	-	R87	DT90S4
	17.0	1.3	5660	2540	102.99	3	-	R77	DT90S4
	17.0	2.4	5700	4490	103.65	3	-	R87	DT90S4
	15.0	1.1	6470	2400	77.24	3	-	R77	DT90L6
	15.0	2.1	6510	4490	118.43	3	-	R87	DT90S4
	14.0	1.1	6680	2360	121.42	3	-	R77	DT90S4
	14.0	2.0	6870	4490	124.97	3	-	R87	DT90S4
	12.0	1.0	7420	2190	149	3	2	R77R37	DT90S4
	12.0	1.8	7830	4490	142.41	3	-	R87	DT90S4
	12.0	3.4	7740	6370	92.48	3	-	R97	DT90L6
	11.0	1.6	8540	4490	155.34	3	-	R87	DT90S4
	11.0	3.2	8290	6360	150.78	3	-	R97	DT90S4

NOTES: Consult Assembly Center for additional speed (rpm) selections or dimension pages not listed.

See page 42 for available mounting options. See page 156 for weights.

Overhung loads (OHL) are at shaft midpoint.

See page 121 for index to R gearmotor dimension pages. Dimensions are on pages 122 - 150.

¹⁾ Pri. = primary reducer Sec. = secondary reducer.

Información técnica del motor DT90S4

Technical Data
AC Motors and Brakemotors

Continuous Duty - 40°C Ambient - up to 3300 ft Elevation **Synchronous speed 1800 rpm @ 60Hz**

Frame Size	P _n		n _n	I _n			I _a /I _n	T _n	T _a /T _n	T _b /T _n	Cos φ	η	Code Letter	J _m		Z _o		T _B	Weight lbs.	
	hp	kW		230V	460V	575V								lb-ft ²	Starts/hr.	lb-in.	*		**	
DT71K4	0.25	0.18	1700	1.10	0.55	0.40	338	9.3	185	225	0.67	62	G	.0062	.0084	9000	9000	22	13	19
DT71C4	0.33	0.25	1720	1.32	0.66	0.50	489	12.1	265	280	0.66	72	J	.0104	.0125	7800	9000	44	15	22
DT71D4	0.5	0.37	1700	2.00	1.00	0.80	400	18.5	215	225	0.71	68	H	.0104	.0125	5200	9000	44	15	22
DT80K4	0.75	0.55	1700	2.90	1.45	1.20	445	27.8	245	270	0.67	74	H	.0156	.0177	3700	8000	88	22	28
DT80N4	1	0.75	1700	3.70	1.85	1.50	486	37.1	300	270	0.69	75.5	J	.0207	.0228	2800	7500	88	25	32
DT90S4	1.5	1.1	1740	5.20	2.60	2.10	612	54.3	300	340	0.69	77	K	.0594	.0722	2000	5000	177	35	57
DT90L4	2	1.5	1720	6.2	3.10	2.50	694	73.3	325	340	0.76	80	K	.0789	.0936	1500	3800	177	40	62
DT100LS4	3	2.2	1720	8.6	4.30	3.4	651	110	300	305	0.80	81.5	J	.101	.114	1000	2700	354	51	73
DT100L4	5	3.7	1680	13.6	6.8	5.4	574	188	260	250	0.84	81.5	G	.126	.139	800	2000	354	60	82
DV112M4	5.4	4.0	1730	14.0	7.0	5.6	703	197	280	285	0.82	85.5	J	.233	.262	—	1400	487	84	110
DV132S4	7.5	5.5	1720	18.8	9.4	7.5	670	275	275	275	0.85	86.5	H	.416	.445	—	1200	664	106	139
DV132M4	10	7.5	1740	27.4	13.7	11.0	545	362	255	225	0.78	87.5	G	.655	.769	—	1000	885	146	198
DV132ML4	12.5	9.2	1740	32.8	16.4	13.1	583	453	280	230	0.80	88.5	G	.783	.887	—	900	1328	165	220
DV160M4	15	11	1740	40	20	16.0	530	534	280	215	0.79	88.5	G	.945	1.049	—	700	1328	185	240
DV160L4	20	15	1760	54	27	21.6	537	716	300	190	0.79	89.5	G	2.197	2.449	—	560	1770	326	419
DV180M4	25	18.5	1760	63	31.5	25.2	533	895	260	165	0.82	88.5	F	2.660	2.912 3.164 ¹⁾	—	450	2655 2655 ¹⁾	386	476 485 ¹⁾
DV180L4	30	22	1760	80	40	32.0	528	1074	290	175	0.79	88.5	G	3.064	3.316 3.567 ¹⁾	—	400	2655 2655 ¹⁾	410	503 512 ¹⁾
DV200L4	40	30	1760	95	47.5	38.0	581	1432	280	190	0.89	90.2	F	5.558	5.809 6.061 ¹⁾	—	330	2655 5310 ¹⁾	538	650 650 ¹⁾
DV225S4	50	37	1760	118	59	47.2	559	1790	310	180	0.89	90.2	F	7.149	7.400 7.652 ¹⁾	—	250	2655 5310 ¹⁾	653	765 774 ¹⁾
DV225M4	60	45	1760	140	70	56.0	620	2149	310	200	0.88	91.7	G	8.479	8.730 8.982 ¹⁾	—	200	2655 5310 ¹⁾	717	831 840 ¹⁾

- * Without Brake
- ** With Brake
- ¹⁾ Double Disc Brake
- ²⁾ Values with BG rectifier (standard for frame size 100L and smaller)
- ³⁾ Values with BGE rectifier (standard for frame size 112M and larger)

Abbreviations

P _n	Rated Power	T _b /T _n	Breakdown Torque Ratio
n _n	Full Load Speed	Cos φ	Power Factor
I _n	Full Load Current	η	Motor Efficiency
I _a /I _n	Starting Current Ratio (Locked Rotor)	J _m	Motor Inertia
T _n	Full Load Torque	Z _o	Permissible no-load starting frequency at 50% ED
T _a /T _n	Starting Torque Ratio	T _B	Maximum Brake Torque

Anexo 13

INFORMACIÓN PARA DETERMINACIÓN DE TIEMPO DE ACELERACIÓN EN MOTOR ELÉCTRICO

Extraído del libro de Máquinas eléctricas rotativas [VARGAS MACHUCA,1990]

Factor de servicio recomendado para motores eléctricos

Régimen		Duración (h/día)			
		0,5	3	8	24
Ligero	I (sin golpes)	0,5	0,8	1,0	1,25
Moderado	II (con golpes medianos)	0,8	1,0	1,25	1,5
Pesado	III (con golpes fuertes)	1,25	1,5	1,75	2,0

Tiempos de puesta en marcha máximos recomendados para diferentes potencias

De acuerdo a la IEEE

máximo tiempo de ta en marcha tpm (s)	motores de potencia hasta (kW)
6	5
10	10
16	16
21	70
24	100

Métodos de arranque recomendados

Potencia de motor [kW]		Tamaño de Red			
		Pequeña (Laboratorios / talleres)	Mediana (Edificios comerciales / Maestranza)	Grande (Fábricas / Plantas industriales)	
Micromáquinas	0 - 0,1	0,1	Directo, si la red lo permite / Y-Δ	Arranque directo / Y-Δ	Arranque directo
Minimotores	0,1 - 2				
Máquinas de pequeña potencia	1 - 10				
Máquinas de potencia media	10 - 100	10 - 50	Y-Δ (hasta 30 kW) Arr. por resistencia	Directo/ por Autotrafo/Arr. por resistencia	
		50 - 150			Por Autotrafo/ Por Resistencias
Máquinas grandes	100 - 1000	>150			Por autotrafo
Máquinas de gran potencia	>1000				

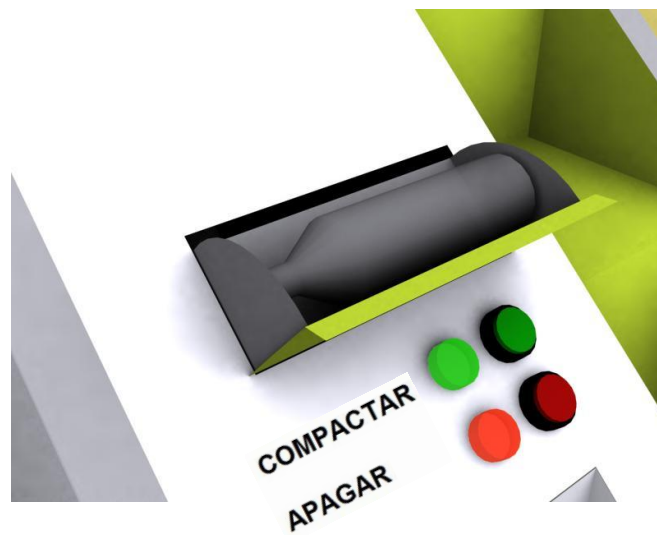
Anexo 14

CARCASA DE MÁQUINA COMPACTADORA DE BOTELLAS DE PLÁSTICO

Esquema de la carcasa



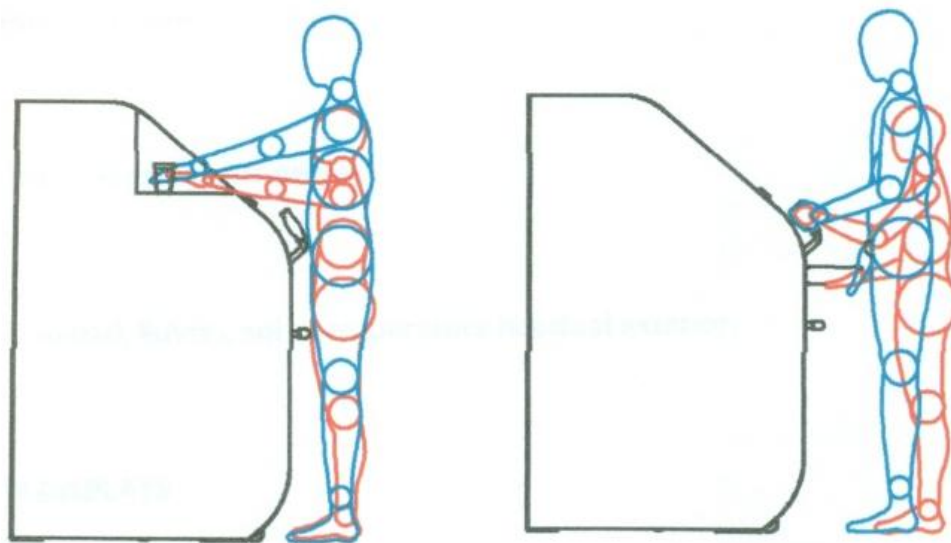
Introducción de la botella



Panel de la máquina,
Pulsadores y lámparas para inicio y fin del proceso



La altura a la cual se ingresa la botella debe ser cercana a 1,2 m para facilidad del usuario.



Anexo 15

CÁLCULO DE TORNILLOS

Según norma VDI 2230.

El valor aproximado del ángulo efectivo de fricción ρ' , sabiendo que el coeficiente de fricción estático μ es 0,15 y que el ángulo del filete α es 60° , de se determina de la siguiente manera:

$$\rho' = \tan^{-1} \left(\frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) = 9,8264^\circ$$

La separación en tramos de la longitud del tornillo es:

Tramo	d_i	L_i	
I (cabeza del tornillo)	d	0,5xd	Tornillo cabeza hexagonal
		0,4xd	Tornillo cabella hueca hexagonal
II (tramo de mayor diámetro)	d	L_{II}	
IV (roscado fuera de la tuerca)	d_3	L_{IV}	
V (roscado en el interior de la tuerca)	d_3	0,5xd	
VI (filetes em contacto)	d	0,4xd	Unión con tuerca
		0,33xd	Unión con agujero roscado

Propiedades mecánicas de tornillos

Clase	σ_B (N/mm ²)		σ_F (N/mm ²)		$\sigma_{0,2}$ (N/mm ²)	
	Nominal	Mínimo	Nominal	Mínimo	Nominal	Mínimo
3.6	300	330	180	190	-	-
4.6	400	400	240	240	-	-
4.8	400	420	320	340	-	-
5.6	500	500	300	300	-	-
5.8	500	520	400	420	-	-
6.8	600	600	480	480	-	-
8.8 ¹	800	800	-	-	640	640
8.8 ²	800	830	-	-	640	660
10.9	1000	1040	-	-	900	940
12.9	1200	1220	-	-	1080	1100

σ_B : resistencia a la tracción

σ_F : límite de fluencia

$\sigma_{0,2}$: límite convencional de fluencia

¹⁾ Hasta tornillos M16

²⁾ Tornillos mayores a M16

Presión superficial admisible

MATERIAL	p_{Adm} (N/mm ²)
St37	260
St50	420
C45	700
42CrMo4	850
30CrNiMo8	750
X5CrNiMo1810	210
X10CrNiMo189	220
Acero inoxidable	1000 a 1250
Titanio sin alear	300
T-6Al-4V	1000
GG15	600
GG25	800
GG35	900
GG40	1100
GGG35.3	480
GD MgAl9	220 (140)
GK MgAl9	140 (220)
GKAlSi6Cu4	200
AlZnMgCu0,5	370
Al99	140

Coefficiente de fricción entre superficies

Coefficiente de fricción entre filetes / Coeficientes de fricción entre tuerca (o cabeza de tornillo) y placa.

Clase	Rango para los coeficientes de fricción	Ejemplos típicos	
		Material / superficie	Lubricantes
A	0,04 a 0,10	Brillo metálico, fosfatado, galvanizado,	Lubricante sólido (MoS, grafito, PTFE, PA, PE, PI), barnices lubricados, protección en pasta.
		Brillo metálico, fosfatado, galvanizado.	Lubricante sólido (MoS, grafito, PTFE, PA, PE, PI), barnices lubricados, protección en pasta.
		Galvanizado en caliente	MoS, grafito
B	0,08 a 0,16	Recubrimientos orgánicos	Con lubricante sólido integrado
		Acero austenítico	Lubricante sólido
		Acero austenítico	Cera en pasta
C	0,14 a 0,24	Brillo metálico. Fosfatado	Estado de entrega (ligeramente aceitado)
		Galvanizado	Ninguno
		Acero austenítico	Aceite
D	0,20 a 0,35	Galvanizado o galvanizado en caliente	Ninguno
		Galvanizado	Ninguno
E	$\geq 0,30$	Galvanizado	Ninguno

Se debe tender hacia el uso de la clase B, con el fin de aplicar una precarga lo más alta posible con baja dispersión.

Los valores se aplican a temperatura ambiente.

Valores recomendados para asentamiento δ_{as}

Altura promedio de la rugosidad R_z (μm)	Carga	Valores para el asentamiento δ_{as} , Por par de superficies. (μm)		
		En los hilos	Cabeza o tuerca	Entre placas
$R_z < 10$	Normal	3,0	2,5	1,5
	Transversal (corte)	3,0	3,0	2,0
$10 \leq R_z < 40$	Normal	3,0	3,0	2,0
	Transversal (corte)	3,0	4,5	2,5
$40 \leq R_z < 160$	Normal	3,0	2,0	3,0
	Transversal (corte)	3,0	2,5	3,5

R_z : promedio de la profundidad de la rugosidad. Promedio aritmético de cinco profundidades significativas consecutivas en la longitud de medición.

Valores recomendados para factor de ajuste α_A

Factor de Ajuste α_A	Desviación $\frac{\Delta F_M}{2 \cdot F_{Mm}} \%$	Método de ajuste	Proceso de ajuste	Observaciones
(1)'	± 5 bis ± 12	Ajuste con límite de fluencia controlado, motorizado o manual		La dispersión de la fuerza de pretensión es determinada por la dispersión del límite de fluencia en los lotes de los tornillos fabricados. Los tornillos son aquí dimensionados para F_{tM} ; por eso el factor de ajuste α_A no le corresponde para estos métodos de ajuste.
(1)'	± 5 bis ± 12	Ajuste con ángulo de torsión controlado, motorizado o manual	De acuerdo a la práctica se determina el momento de torsión y el ángulo antes de ajustar	
1,2 bis 1,6	± 9 bis ± 23	Ajuste hidráulico	Ajuste a través de medición de la deformación o de la presión.	Valores bajos para tornillos largos ($l_1/d \geq 5$) Valores altos para tornillos cortos ($l_1/d \leq 2$)
1,4 bis 1,6	± 17 bis ± 23	Ajuste con momento de torsión controlado, con torquímetro, llave con señal indicadora o entornillador de precisión con medidor dinámico del momento de torsión	De acuerdo a la práctica se determina el momento nominal de ajuste con las partes originales de la unión atornillada, p.e. a través de medición de la deformación del tornillo.	Valores bajos para: - gran número de pruebas de ajuste o pruebas de control (p.e. 20). Poca dispersión de los momentos dados. Limitación electrónica del momento durante el montaje con atornilladores de precisión Valores bajos para: - ángulos de torsión pequeños esto es, para uniones relativamente rígidas - para apoyos relativamente blandos - apoyos, los cuales no tienen inclinación o agarrotarse p.e. fosfatado
1,6 bis 1,8	± 23 bis ± 28		Determinación del momento nominal de torsión a través de la apreciación del coeficiente de fricción, comportamiento del acabado superficial y la lubricación	Valores bajos para: - Llaves con medición de momentos - momentos de ajuste uniformes - atornilladores de precisión Valores altos para: - Llave de torsión con indicadores o colapsables
1,7 bis 2,5	± 26 bis ± 43	Ajuste con momento de torsión controlado, con entornillador	Reajuste del tornillo con un momento, cuyo valor es coeficiente con el momento de ajuste nominal (con la apreciación del coeficiente de fricción) más un valor adicional	Valores bajos para: - gran número de pruebas de ajuste o pruebas de control (momentos de reajuste) - atornillador con acoplamiento de desconexión
2,5 bis 4	± 43 bis ± 60	Ajuste de impulsos controlados, con entornillador de percusión	Ajuste del tornillo con un momento de reajuste como arriba, antes mencionado.	Valores bajos para: - gran número de pruebas de ajuste o pruebas de control (momentos de reajuste) - las características del atornillador en el eje horizontal - transmisión de los impulsos libre de juegos

- **Análisis del tornillo de cabeza hueca hexagonal M10x120**

Determinación de la constante de rigidez del tornillo C_t :

Se sabe que $d = 10$ mm y $d_3 = 8,160$ mm, por lo tanto, se obtiene lo siguiente

Tramo	A_i [mm ²]	L_i [mm]
I	78,539	4
II	78,539	88
IV	52,296	7
V	52,296	5
VI	78,539	4

$$\frac{1}{C_{tor}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{C_i} = \frac{1}{E} \times \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{A_i} \rightarrow C_t = 1,4465 \times 10^5 \text{ N/mm}$$

Determinación de la constante de rigidez de las placas C_p :

Se sabe que $d_1 = 16$ mm, $d_{ext} = 24$ mm, $L_{soporte superior} = 88$ mm y $L_{ala de perfil} = 5$ mm, por lo tanto, se obtiene lo siguiente

$$\beta_L = \frac{L_p}{d_1} = \frac{88 + 5}{16} = 5,8125 \quad \text{y} \quad \epsilon = \frac{d_{ext}}{d_1} = \frac{24}{16} = 1,5$$

$$\tan \gamma = 0,362 + 0,032 \times \ln\left(\frac{\beta_L}{2}\right) + 0,153 \times \ln(\epsilon) = 0,45818 \rightarrow \gamma = 24,616^\circ$$

$$d_{m\acute{a}x} = d_1 + L_p \times \tan \gamma = 58,601 \text{ mm}$$

Debido que $d_{m\acute{a}x} > d_{ext}$, la distribución de esfuerzos de compresión se asemeja a dos conos y un cilindro. La longitud del cono y del cilindro es:

$$L_{cono} = \frac{(d_{ext} - d_1)}{2 \times \tan \gamma} = 14,187 \text{ mm}$$

$$L_{cilindro} = L_p - 2 \times L_{cono} = 78,813 \text{ mm}$$

Por lo tanto,

$$C_{cono} = \frac{\pi \times E_{con} \times d_{ag} \times \tan \gamma}{\ln\left(\frac{(d_{ext} - d_{ag}) \times (d_1 + d_{ag})}{(d_{ext} + d_{ag}) \times (d_1 - d_{ag})}\right)} = 47,773 \times 10^5 \text{ N/mm}$$

$$C_{\text{cilindro}} = \frac{\pi \times E_{\text{cilindro}} \times (d_{\text{ext}}^2 + d_{\text{ag}}^2)}{4 \times L_{\text{cilindro}}} = 9,5219 \times 10^5 \text{ N/mm}$$

Entonces,

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{C_{\text{cono}}} + \frac{1}{C_{\text{cilindro}}} + \frac{1}{C_{\text{cono}}} \rightarrow C_p = 7,9394 \times 10^5 \text{ N/mm}$$

- Análisis del tornillo de cabeza hueca hexagonal M12x30**

Determinación de la constante de rigidez del tornillo C_t :

Se sabe que $d = 12 \text{ mm}$ y $d_3 = 9,853 \text{ mm}$, por lo tanto, se obtiene lo siguiente

Tramo	$A_i \text{ [mm}^2\text{]}$	$L_i \text{ [mm]}$
I	113,09	4,8
IV	76,248	30
V	76,248	6
VI	113,09	4,8

$$\frac{1}{C_t} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{C_i} = \frac{1}{E} \times \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{A_i} \rightarrow C_t = 3,7700 \times 10^5 \text{ N/mm}$$

Determinación de la constante de rigidez de las placas C_p :

Se sabe que $d_1 = 18 \text{ mm}$, $d_{\text{ext}} = 50,8$, $L_{\text{plancha}} = 3 \text{ mm}$ y $L_{\text{ala de perfil 4''}} = 7,5184 \text{ mm}$, por lo tanto, se obtiene lo siguiente:

$$\beta_L = \frac{L_p}{d_1} = \frac{3 + 7,5184}{18} = 0,58436 \quad \text{y} \quad \epsilon = \frac{d_{\text{ext}}}{d_1} = \frac{50,8}{18} = 2,8222$$

$$\tan \gamma = 0,362 + 0,032 \times \ln\left(\frac{\beta_L}{2}\right) + 0,153 \times \ln(\epsilon) = 0,48137 \rightarrow \gamma = 25,705^\circ$$

$$d_{\text{máx}} = d_1 + L_p \times \tan \gamma = 23,063 \text{ mm}$$

Debido que $d_{\text{ext}} > d_{\text{máx}}$, la distribución de esfuerzos de compresión se asemeja a dos conos. La longitud del cono es:

$$L_{\text{cono}} = \frac{L_p}{2} = 5,2592 \text{ mm}$$

Por lo tanto,

$$C_{\text{cono}} = \frac{\pi \times E_{\text{con}} \times d_{\text{ag}} \times \tan \gamma}{\ln\left(\frac{(d_{\text{ext}} - d_{\text{ag}}) \times (d_1 + d_{\text{ag}})}{(d_{\text{ext}} + d_{\text{ag}}) \times (d_1 - d_{\text{ag}})}\right)} = 75,318 \times 10^5 \text{ N/mm}$$

Entonces,

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{C_{\text{cono}}} + \frac{1}{C_{\text{cono}}} \rightarrow C_p = 37,659 \times 10^5 \text{ N/mm}$$

- Análisis del tornillo de cabeza hexagonal M12x120**

Determinación de la constante de rigidez del tornillo C_t :

Se sabe que $d = 12 \text{ mm}$ y $d_3 = 9,853 \text{ mm}$, por lo tanto, se obtiene lo siguiente

Tramo	$A_i \text{ [mm}^2\text{]}$	$L_i \text{ [mm]}$
I	113,09	6
II	113,09	90
IV	76,248	15
V	76,248	6
VI	113,09	4,8

$$\frac{1}{C_t} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{C_i} = \frac{1}{E} \times \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{A_i} \rightarrow C_t = 1,7999 \times 10^5 \text{ N/mm}$$

Determinación de la constante de rigidez de las placas C_p :

Se sabe que $d_1 = 19 \text{ mm}$, $d_{\text{ext}} = 30 \text{ mm}$, $L_{\text{soporte ejes}} = 93 \text{ mm}$ y $L_{\text{ala de peril}} = 7,5184 \text{ mm}$, por lo tanto, se obtiene lo siguiente

$$\beta_L = \frac{L_p}{d_1} = \frac{93 + 7,5184}{19} = 5,2904 \quad \text{y} \quad \epsilon = \frac{d_{\text{ext}}}{d_1} = \frac{30}{19} = 1,5789$$

$$\tan \gamma = 0,362 + 0,032 \times \ln\left(\frac{\beta_L}{2}\right) + 0,153 \times \ln(\epsilon) = 0,46301 \rightarrow \gamma = 24,845^\circ$$

$$d_{\text{máx}} = d_1 + L_p \times \tan \gamma = 65,541 \text{ mm}$$

Debido que $d_{\text{máx}} > d_{\text{ext}}$, la distribución de esfuerzos de compresión se asemeja a dos conos y un cilindro. La longitud del cono y del cilindro son:

$$L_{\text{cono}} = \frac{(d_{\text{ext}} - d_1)}{2 \times \tan \gamma} = 11,879 \text{ mm}$$

$$L_{\text{cilindro}} = L_p - 2 \times L_{\text{cono}} = 76,760 \text{ mm}$$

Por lo tanto,

$$C_{\text{cono}} = \frac{\pi \times E_{\text{con}} \times d_{\text{ag}} \times \tan \gamma}{\ln\left(\frac{(d_{\text{ext}} - d_{\text{ag}}) \times (d_1 + d_{\text{ag}})}{(d_{\text{ext}} + d_{\text{ag}}) \times (d_1 - d_{\text{ag}})}\right)} = 53,233 \times 10^5 \text{ N/mm}$$

$$C_{\text{cilindro}} = \frac{\pi \times E_{\text{cilindro}} \times (d_{\text{ext}}^2 + d_{\text{ag}}^2)}{4 \times L_{\text{cilindro}}} = 15,707 \times 10^5 \text{ N/mm}$$

Entonces,

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{C_{\text{cono}}} + \frac{1}{C_{\text{cilindro}}} + \frac{1}{C_{\text{cono}}} \rightarrow C_p = 9,8779 \times 10^5 \text{ N/mm}$$

- **Análisis del tornillo de cabeza hexagonal M16x80**

Determinación de la constante de rigidez del tornillo C_t :

Se sabe que $d = 16 \text{ mm}$ y $d_3 = 13,546 \text{ mm}$, por lo tanto, se obtiene lo siguiente

Tramo	A_i [mm ²]	L_i [mm]
I	113,09	6
II	113,09	90
IV	76,248	15
V	76,248	6
VI	113,09	4,8

$$\frac{1}{C_t} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{C_i} = \frac{1}{E} \times \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{A_i} \rightarrow C_t = 1,7999 \times 10^5 \text{ N/mm}$$

Determinación de la constante de rigidez de las placas C_p :

Se sabe que $d_1 = 19$ mm, $d_{ext} = 30$ mm, $L_{soporte\ ejes} = 93$ mm y $L_{ala\ de\ perfil} = 7,5184$ mm, por lo tanto, se obtiene lo siguiente

$$\beta_L = \frac{L_p}{d_1} = \frac{93 + 7,5184}{19} = 5,2904 \quad y \quad \epsilon = \frac{d_{ext}}{d_1} = \frac{30}{19} = 1,5789$$

$$\tan \gamma = 0,362 + 0,032 \times \ln\left(\frac{\beta_L}{2}\right) + 0,153 \times \ln(\epsilon) = 0,46301 \quad \rightarrow \quad \gamma = 24,845^\circ$$

$$d_{m\acute{a}x} = d_1 + L_p \times \tan \gamma = 65,541 \text{ mm}$$

Debido que $d_{m\acute{a}x} > d_{ext}$, la distribución de esfuerzos de compresión se asemeja a dos conos y un cilindro. La longitud del cono y del cilindro es:

$$L_{cono} = \frac{(d_{ext} - d_1)}{2 \times \tan \gamma} = 11,879 \text{ mm}$$

$$L_{cilindro} = L_p - 2 \times L_{cono} = 76,760 \text{ mm}$$

Por lo tanto,

$$C_{cono} = \frac{\pi \times E_{con} \times d_{ag} \times \tan \gamma}{\ln\left(\frac{(d_{ext} - d_{ag}) \times (d_1 + d_{ag})}{(d_{ext} + d_{ag}) \times (d_1 - d_{ag})}\right)} = 53,233 \times 10^5 \text{ N/mm}$$

$$C_{cilindro} = \frac{\pi \times E_{cilindro} \times (d_{ext}^2 + d_{ag}^2)}{4 \times L_{cilindro}} = 15,707 \times 10^5 \text{ N/mm}$$

Entonces,

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{C_{cono}} + \frac{1}{C_{cilindro}} + \frac{1}{C_{cono}} \quad \rightarrow \quad C_p = 9,8779 \times 10^5 \text{ N/mm}$$

Anexo 16

CASOS DE PENETRACIÓN DE PÚA EN PICO DE BOTELLA

Casos en los cuales la púa se introduce en el pico de la botella. El círculo amarillo indica el lugar de introducción.

